



TUGAS AKHIR - TM 141585

**PERANCANGAN SISTEM WASTE HEAT
RECOVERY POWER GENERATION PABRIK
TUBAN 1 PT. SEMEN GRESIK
MENGUNAKAN SOFTWARE CYCLE-TEMPO**

RASMA PURWO YUNINTO
NRP. 2112 100 018

Dosen Pembimbing:
Prof. Dr. Eng. Prabowo, M.Eng

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2015



FINAL PROJECT - TM 141585

**WASTE HEAT RECOVERY POWER
GENERATION SYSTEM DESIGN FOR TUBAN
1 PLANT OF PT. SEMEN GRESIK USING
CYCLE-TEMPO**

RASMA PURWO YUNINTO
NRP. 2112 100 018

Academic Supervisor:
Prof. Dr. Eng. Prabowo, M.Eng

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Industrial Technology
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2015

**PERANCANGAN SISTEM *WASTE HEAT RECOVERY*
POWER GENERATION PABRIK TUBAN 1 P.T
SEMEN GRESIK MENGGUNAKAN SOFTWARE
*CYCLE TEMPO***


TUGAS AKHIR

Diajukan untuk Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik pada
Bidang Studi Konversi Energi
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

RASMA PURWO YUNINTO
NRP. 2112 100 018

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Prof. Dr. Eng. Prabowo, M.Eng. (Pembimbing)
(NIP. 196505051990031005)
 2. Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT. (Penguji I)
(NIP. 197301161997021001)
 3. Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME. (Penguji II)
(NIP. 195312191981031001)
 4. Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichسانی, M.Eng. (Penguji III)
(NIP. 195310191979031002)
- 

SURABAYA
JULI, 2016

PERANCANGAN SISTEM WASTE HEAT RECOVERY POWER GENERATION PABRIK TUBAN 1 PT. SEMEN GRESIK MENGGUNAKAN SOFTWARE CYCLE-TEMPO

Nama Mahasiswa : Rasma Purwo Yuninto
NRP : 2112100018
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Prof. Dr. Eng Prabowo, M.Eng

Abstrak

PT Semen Gresik adalah salah satu anak perusahaan dari PT Semen Indonesia Persero (Tbk) yang bergerak di bidang produksi, dengan produk utama adalah semen *portland*. Produksi Semen Gresik mencapai 8,5 juta ton per tahun. Pada proses produksi semen terdapat proses pembakaran *raw material* untuk dijadikan *clinker*. Dari proses pembakaran tersebut menghasilkan *flue gas* yang kemudian dialirkan menuju *preheater* dan mesin-mesin penggiling. Keluaran *raw mill* memiliki suhu yang terlalu tinggi dibanding mesin gilingan lainnya, yaitu mencapai 163°C sedangkan mesin gilingan lain hanya sekitar 60°-70°C. *Cooler excess air* keluaran *clinker cooler* memiliki suhu mencapai 310°C. Oleh karena itu diperlukan perancangan sistem *Waste Heat Recovery Power Generation* agar panas terbuang tersebut dapat dimanfaatkan sebagai pembangkit listrik. WHRPG sebelumnya telah diterapkan di pabrik Indarung V PT. Semen Padang dengan produksi daya mencapai 7 MW. Sistem WHRPG tersebut menjadi referensi untuk perancangan WHRPG pada pabrik Tuban 1 PT. Semen Gresik. Namun, diperlukan penyesuaian karena kebutuhan panas pada kedua pabrik tersebut berbeda. Pabrik Tuban 1 memiliki tiga mesin penggiling dan pabrik Indarung V hanya memiliki dua mesin penggiling.

Perancangan sistem WHRPG dilakukan dengan analisis termodinamika. Rancangan sistem WHRPG selanjutnya disimulasi

pada software *Cycle-Tempo 5.0*. Untuk menentukan potensi panas tersebut, suhu udara panas diturunkan sampai 120°C. Variasi pada perancangan ini adalah tekanan pompa, dan tekanan *flash tank*.

Dari penelitian ini diperoleh pengaruh variasi tekanan pompa HP dan tekanan *flash tank* pada rancangan 1 dengan sumber panas terpisah dan rancangan 2 dengan sumber panas tercampur. Produksi massa uap total tertinggi dihasilkan pada variasi tekanan pompa HP 18 bar dan tekanan *flash tank* 1 bar mencapai 12,813 kg/s untuk rancangan 1 dan 13,401 kg/s untuk rancangan 2. Sedangkan untuk produksi massa uap total terendah dihasilkan pada tekanan pompa HP 6 bar dan tekanan *flash tank* 2.6 yaitu sebesar 12,255 kg/s untuk rancangan 1 dan 12,676 kg/s untuk rancangan 2. Rancangan 1 memiliki daya netto tertinggi pada variasi tekanan pompa HP 14 bar dan *flash tank* 2.6 bar mencapai 3749,39 kW. Rancangan 2 memperoleh daya netto tertinggi pada variasi tekanan pompa HP 10 bar dan *flash tank* 2.6 bar mencapai 3243,33 kW

Kata kunci : *Waste Heat Recovery Power Generation, flash tank, Produksi uap, Daya netto*

WASTE HEAT RECOVERY POWER GENERATION SYSTEM DESIGN OF TUBAN 1 PLANT PT. SEMEN GRESIK USING CYCLE-TEMPO

Name : Rasma Purwo Yuninto
NRP : 2112100018
Major : Mechanical Engineering
Adviser : Prof. Dr. Eng Prabowo, M.Eng

Abstarck

PT Semen Gresik is one of the subsidiaries of PT Semen Indonesia Persero (Tbk) engaged in the manufacture, the main products are portland cement. Semen Gresik's production reached 8.5 million tons per year. In the cement production process there is a combustion process of raw material to produce clinker. The combustion process produces flue gas which is then supplied to the preheater and grinding machines. Output raw mill has a temperature that is too high compared to other grinding machines, which reached 163°C, while the other mill machine is only about 60°-70°C. Clinker cooler output, cooler excess air has reached a temperature of 310°C. Therefore, it is necessary to design systems Waste Heat Recovery Power Generation so that the waste heat can be utilized as a power plant. WHRPG previously been applied in Indarung V plant PT. Semen Padang with power production reached 7 MW. WHRPG systemn of Indarung V has become a reference for the design WHRPG in Tuban 1 plant PT. Semen Gresik. However, the necessary adjustments due to the heat requirement at both the plant is different. Tuban 1 has three grinding machine and plant Indarung V only has two grinding machines.

WHRPG system design analyzed by thermodynamic. The WHRPG system design is simulated by Cycle-Tempo 5.0 software. To determine the potential heat, hot air temperature is lowered to 120°C. Variations on this design is the HP pump pressure, and the flash tank pressure.

From this research, the influence of variation HP pump pressure and the pressure in the flash tank to design 1 with separate heat source and design 2 with mixed source. Total steam mass production reaches the highest in the variation HP pump pressure of 18 bar and pressure flash tank of 1 bar, reaches 12.813 kg / s for design 1 and 13.401 kg / s for design 2. The total steam mass production generated at the lowest in variation HP pump pressure of 6 bar and flash tank pressure of 2,6 bar reaches 12.255 kg / s for design 1 and 12.676 kg / s for design 2. Design 1 has the highest net power in variation HP pressure pump of 14 bar and flash tank pressure of 2.6 bar, reaches 3749.39 kW. System 2 has the highest net power in variation HP pressure pump of 10 bar and flash tank pressure of 2.6 bar reaches 3243.33 kW

Key words : Waste Heat Recovery Power Generation, flash tank, Steam Production, Net Power

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN	
ABSTRAK.....	i
ABSTRACT.....	iii
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI.....	vii
DAFTAR GAMBAR.....	xi
DAFTAR TABEL.	xv
BAB 1 Pendahuluan.....	1
1.1 Latar Belakang.....	2
1.2 Perumusan Masalah.....	2
1.3 Batasan Masalah.....	2
1.4 Tujuan Penelitian.....	3
1.5 Manfaat Penelitian.....	3
BAB 2 Tinjauan Pustaka.....	5
2.1 KebutuhanPanas pada Proses Produksi Semen.....	5
2.1.1 <i>Kiln Burner</i>	5
2.1.2 <i>Clinker Cooler</i>	6
2.1.3 Aliran udara panas.....	8
2.2 <i>Waste Heat Recovery Power Generation</i>	9
2.3 <i>Heat Recovery Steam Generation</i>	12
2.4 Sistem Pembangkit dengan <i>Flasher Drum</i>	15
2.5 <i>Software Cycle-Tempo 5.0</i>	17
2.6 Penelitian Terdahulu.....	19
2.6.1 <i>Waste Heat Recovery in Cement Plant</i>	19
2.6.2 <i>Performance Improvement of a Single-flash</i>	

<i>Geothermal Power Plant In Dieng, Indonesia, Upon Conversion to A Double-flash System Using Thermodynamic Analysis.....</i>	20
BAB 3 Metodologi Penelitian.....	23
3.1 Metodologi Penelitian.....	23
3.1.1 Persiapan.....	23
3.1.2 Pengumpulan Data.....	23
3.1.3 Perancangan Sistem WHRPG.....	24
3.1.4 Simulasi Sistem WHRPG dengan Perangkat Lunak <i>Cycle Tempo 5.0</i>	24
3.1.5 Variasi pada Sistem WHRPG.....	24
3.2 Data Lapangan.....	24
3.3 Desain Rancangan.....	25
3.4 Hasil yang Diharapkan.....	27
BAB 4 Analisis dan Pembahasan.....	29
4.1 Data dan Desain <i>Waste Heat Recovery Power Generation</i>	29
4.1.1 Data Lapangan.....	29
4.1.2 Spesifikasi Permodelan WHRPG.	30
4.2 Desain dan Permodelan WHRPG.....	31
4.2.1 WHRPG Rancangan 1 dengan Sumber Panas Terpisah.....	31
4.2.2 WHRPG Rancangan 2 dengan Sumber Panas Tercampur.....	32
4.3 Contoh Perhitungan.....	33
4.4 Pengaruh Variasi Tekanan Pompa HP dan Flash tank.....	34
4.4.1 Analisa pada Rancangan 1.....	34

4.4.1.1 Pengaruh variasi terhadap Produksi Uap	
Rancangan 1.....	34
4.4.1.2 Pengaruh Variasi terhadap Performa	
Rancangan 1.....	37
4.4.2.2.a Pengaruh Variasi Tekanan Pompa HP terhadap	
Daya Turbin.....	37
4.4.1.2.b Pengaruh Variasi Tekanan <i>Flash tank</i> terhadap	
Daya Turbin.....	39
4.4.1.2.c Hasil Variasi Tekanan Pompa HP dan Flash	
tank terhadap Daya Turbin, Daya pompa dan	
Daya netto.....	41
4.4.2 Analisa pada Rancangan 2.....	43
4.4.2.1 Pengaruh Variasi terhadap Produksi Uap	
Rancangan 2.....	43
4.4.2.2 Pengaruh Variasi terhadap Performa	
Rancangan 2.....	45
4.4.2.2.a Pengaruh Variasi Tekanan Pompa HP terhadap	
Daya Turbin.....	45
4.4.1.2.b Pengaruh Variasi Tekanan <i>Flash tank</i> terhadap	
Daya Turbin.....	47
4.4.1.2.c Hasil Variasi Tekanan Pompa HP dan Flash	
tank terhadap Daya Turbin, Daya pompa dan	
Daya netto.....	49
4.5 Analisis Perbandingan Rancangan 1 dan 2.....	51
4.5.1 Perbandingan Performa Variasi Tekanan Pompa	
HP.....	54
4.5.2 Perbandingan Performa Variasi Tekanan <i>Flash</i>	
<i>Tank</i>	57

BAB 5 Kesimpulan & Saran.....	61
5.1 Kesimpulan.....	61
5.2 Saran.....	62
Daftar Pustaka.....	65
Lampiran.....	67

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Analisa Potensi <i>Waste Heat</i> yang Dapat Digunakan sebagai Pembangkit Uap.....	20
Tabel 3.1 Data Lapangan.....	25
Tabel 3.2 Hasil Simulasi dan Variasi Rancangan 1 & 2	27
Tabel 4.1 Data Lapangan.....	29
Tabel 4.2 Hasil Perhitungan Potensi <i>Waste Heat</i> Dengan Simulasi <i>Cycle-Tempo</i>	29
Tabel 4.3 Spesifikasi Dan Properti yang Ditentukan Dalam Permodelan.....	30
Tabel 4.4 Perbedaan Performa Rancangan 1 dan 2.....	52

Halaman ini sengaja dikosongkan.

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Sistem <i>Burner</i> Tanur Putar	5
Gambar 2.2	<i>Clinker Cooler</i> Tipe <i>Grate Cooler</i>	7
Gambar 2.3	Aliran Udara Panas Pada Produksi Semen	8
Gambar 2.4	Potensi Panas Terbuang pada Pabrik Indarung V P.T Semen Padang	11
Gambar 2.5	<i>Waste Heat Recovery Power Generation System</i> pada PT Semen Padang	12
Gambar 2.6	Skema <i>Heat Recovery Steam Generator</i>	13
Gambar 2.7	Prinsip Kerja <i>Flasher Drum</i>	15
Gambar 2.8	Sistem Pembangkit dengan <i>Flasher Drum</i>	16
Gambar 2.9	T-S Diagram Pembangkit dengan <i>Flasher Drum</i>	17
Gambar 2.10	<i>Drawing Window Cycle-Tempo 5.0</i> dan Contoh Pemodelan Sistem Pembangkit <i>Waste Heat</i> <i>Recovery Power Generation</i>	18
Gambar 2.11	Sistem Kiln Tinjauan Penelitian	20
Gambar 2.16	Grafik Tekanan <i>Flash Steam</i> -Daya Output (A) dan Skema PLTP Dieng(B).....	21
Gambar 3.1	Rancangan 1.....	25
Gambar 3.2	Rancangan 2.....	26
Gambar 3.3	T-s Diagram Rancangan 1.....	26
Gambar 3.4	T-s Diagram Rancangan 2.....	27
Gambar 4.1	Gambar Simulasi WHRPG Rancangan 1 dengan Cycle-Tempo 5.0.....	32
Gambar 4.2	Gambar Simulasi WHRPG Rancangan 2 dengan Cycle-Tempo 5.0.....	33
Gambar 4.3	Grafik Produksi Uap Turbin HP Rancangan 1.....	34
Gambar 4.4	Grafik Kualitas Uap <i>Flash Tank</i> Rancangan 1.....	35
Gambar 4.5	Grafik Massa Uap Total Rancangan 1.....	36
Gambar 4.6	Grafik Daya Turbin Rancangan 1 dengan Variasi Tekanan Pompa HP.....	37
Gambar 4.7	Grafik Properti Uap Turbin HP Rancangan 1 dengan Variasi Tekanan Pompa HP.....	38

Gambar 4.8	Grafik Properti Uap Turbin LP Rancangan 1 dengan Variasi Tekanan Pompa HP.....	38
Gambar 4.9	Grafik Daya Turbin Rancangan 1 dengan Variasi Tekanan <i>Flash tank</i>	39
Gambar 4.10	Grafik Properti Uap Turbin HP Rancangan 1 Dengan Variasi Tekanan <i>Flash tank</i>	40
Gambar 4.11	Grafik Properti Uap Turbin LP Rancangan 1 dengan Variasi Tekanan <i>Flash tank</i>	41
Gambar 4.12	Grafik Daya Turbin Total Rancangan 1 dengan Variasi Tekanan Pompa HP dan <i>Flash tank</i>	42
Gambar 4.13	Grafik Daya Pompa Total Rancangan 1 dengan Variasi Tekanan Pompa HP dan <i>Flash tank</i>	42
Gambar 4.14	Grafik Daya Netto Rancangan 1 dengan Variasi Tekanan Pompa HP dan <i>Flash tank</i>	43
Gambar 4.15	Grafik Produksi Uap Turbin HP Rancangan 1.....	44
Gambar 4.16	Grafik Kualitas Uap <i>Flash tank</i> Rancangan 2.....	44
Gambar 4.17	Grafik Massa Uap Total Rancangan 2.....	45
Gambar 4.18	Grafik Daya Turbin Rancangan 2 dengan Variasi Tekanan Pompa HP.....	46
Gambar 4.19	Grafik Properti Uap Turbin HP Rancangan 2 dengan Variasi Tekanan Pompa HP.....	46
Gambar 4.20	Grafik Properti Uap Turbin LP Rancangan 2 dengan Variasi Tekanan Pompa HP.....	47
Gambar 4.21	Grafik Daya Turbin Rancangan 2 dengan Variasi Tekanan <i>Flash tank</i>	48
Gambar 4.22	Grafik Properti Uap Turbin HP Rancangan 2 dengan Variasi Tekanan <i>Flash tank</i>	48
Gambar 4.23	Grafik Properti Uap Turbin LP Rancangan 2 dengan Variasi Tekanan <i>Flash tank</i>	49
Gambar 4.24	Grafik Daya Turbin Total Rancangan 2 dengan Variasi Tekanan Pompa HP dan <i>Flash tank</i>	50
Gambar 4.25	Grafik Daya Pompa Total Rancangan 2 dengan Variasi Tekanan Pompa HP dan <i>Flash tank</i>	50

Gambar 4.26	Grafik Daya Netto Rancangan 2 dengan Variasi Tekanan Pompa HP dan <i>Flash tank</i>	51
Gambar 4.27	Grafik distribusi panas pada rancangan 1 dan 2 pada tekanan 10 bar.....	52
Gambar 4.28	Grafik Produksi Uap Variasi Tekanan Pompa HP.....	55
Gambar 4.28(a)	Produksi uap turbin HP.....	55
Gambar 4.28(b)	Produksi Uap <i>flash tank</i>	55
Gambar 4.28(c)	Massa Uap turbin LP.....	55
Gambar 4.29	Grafik Performa Variasi Tekanan Pompa HP.....	56
Gambar 4.29(a)	Daya turbin HP	56
Gambar 4.29(b)	Daya Turbin LP.....	56
Gambar 4.29(c)	Daya netto.....	56
Gambar 4.30	Grafik Produksi Uap Variasi Tekanan <i>Flash Tank</i>	58
Gambar 4.30(a)	Massa uap turbin HP	58
Gambar 4.30(b)	Produksi Uap <i>flash tank</i>	58
Gambar 4.30(c)	Massa Uap turbin LP.....	58
Gambar 4.31	Grafik Performa Variasi Tekanan <i>Flash tank</i>	59
Gambar 4.31(a)	Daya turbin HP	59
Gambar 4.31(b)	Daya Turbin LP	59
Gambar 4.31(c)	Daya netto.....	59

Halaman ini sengaja dikosongkan.

DAFTAR LAMPIRAN

Lampiran A

Heat and Mass Balance Sistem 1 pada Tekanan Pompa 6 Bar.....	67
Heat and Mass Balance Sistem 1 pada Tekanan Pompa 10 Bar.....	69
Heat and Mass Balance Sistem 1 pada Tekanan Pompa 14 Bar.....	72
Heat and Mass Balance Sistem 1 pada Tekanan Pompa 18 Bar.....	74
Heat and Mass Balance Sistem 2 pada Tekanan Pompa 6 Bar.....	77
Heat and Mass Balance Sistem 2 pada Tekanan Pompa 10 Bar.....	79
Heat and Mass Balance Sistem 2 pada Tekanan Pompa 14 Bar.....	82
Heat and Mass Balance Sistem 2 pada Tekanan Pompa 18 Bar.....	85

Lampiran B

Grafik Distribusi Panas pada Rancangan 1.....	88
Grafik Distribusi Panas pada Rancangan 1.....	88

Halaman ini sengaja dikosongkan.

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

PT Semen Gresik adalah salah satu anak perusahaan dari PT Semen Indonesia Persero (Tbk) yang bergerak di bidang produksi, dengan produk utama adalah semen *portland*. Produksi Semen Gresik mencapai 8,5 juta ton per tahun, dan merupakan produsen semen terbesar di antara anak perusahaan PT Semen Indonesia Persero Tbk lainnya, sekaligus di Indonesia.

Proses pembuatan semen pada umumnya meliputi penyiapan bahan, penggilingan, pembakaran-pendinginan, penggilingan akhir dan pengepakan. Tahap penyiapan bahan baku terdiri dari proses *blasting* (peledakan) gunung kapur dan *crushing* (penghancuran) batuan kapur. Tahap pengolahan batu kapur dihomogenisasi dengan tanah liat, selanjutnya dicampurkan dengan pasir silika dan pasir besi yang dinamakan adonan *raw material*. *Raw material* lalu dibawa ke *raw mill* untuk digiling sampai ukuran partikel mencapai 90 mikron. Pada proses pembakaran semen terjadi proses kalsinasi yang membutuhkan panas yang tinggi mencapai suhu 1300°-1400°C. Gas panas sisa pembakaran semen di kiln selanjutnya dialirkan menuju *preheater*, *raw mill*, *coal mill* dan *Atox mill*. Setelah proses pembakaran semen didapat *clinker* yang selanjutnya didinginkan mendadak di *cooler* dengan menggunakan *fan*. Udara panas yang dikeluarkan dari *cooler* sebagian dipakai untuk pengeringan di *finish mill* dan sebagian lainnya dibuang melalui *stack*. Tahap selanjutnya adalah penggilingan akhir yaitu *clinker* digiling hingga ukuran partikel menjadi sangat kecil. Hasil *finish mill* adalah semen yang sudah siap dipasarkan. Tahap pengepakan bertujuan untuk mengemas semen supaya mudah untuk dipasarkan, yaitu dengan dimasukkan dalam sak semen atau dalam bentuk truk curah.

Pada *clinker cooler* terdapat tiga saluran buangan udara yang sebelumnya digunakan untuk mendinginkan *clinker*, yaitu *secondary air duct*, *tertiary air duct* dan *cooler excess air*.

Secondary air duct memiliki suhu paling tinggi mencapai 950°-1000°C, tertiary air mencapai 750°-825°C. *Secondary air* dialirkan menuju ke dalam kiln, sedangkan *tertiary air* dialirkan menuju ke *calciner* untuk membantu proses kalsinasi. Untuk *cooler excess air* dicabang menjadi dua, satu *ducting* menuju *finish mill* sebanyak 77% dan sisanya dibuang, sedangkan satu *ducting* lain dibuang ke *stack* seluruhnya. udara dari *cooler excess air* ini memiliki suhu mencapai 275°-325°C. Pada gas keluaran *raw mill* juga memiliki suhu yang cukup tinggi dibanding gilingan lainnya seperti *coal mill* dan *atox mill*. Gas keluaran *raw mill* memiliki suhu sebesar 165°-145°C, padahal pada *coal mill* dan *Atox mill* memiliki suhu keluaran gas sebesar 60°-70°C. Karena suhu dan aliran yang cukup besar seharusnya panas-panas buangan tersebut tersebut dapat dimanfaatkan untuk dijadikan sumber tenaga *boiler* sehingga dapat menghasilkan daya listrik.

Pembangkit listrik di pabrik semen dapat menggunakan sistem *Waste heat recovery power generation* yaitu pemanfaatan panas yang terbuang dari proses produksi semen. Sumber tenaga dari gas keluaran *raw mill* dan udara panas keluaran *clinker cooler*. Selain dapat memotong konsumsi listrik PLN, WHRPG dapat menjadikan pabrik lebih ramah lingkungan karena dapat meningkatkan efisiensi penggunaan batu bara sebagai bahan bakar di kiln.

1.2 Rumusan masalah

Berdasarkan latar belakang dan hasil observasi yang telah dilakukan di Pabrik Tuban 1 PT Semen Gresik, maka rumusan masalah penelitian ini adalah membuat rancangan waste heat recovery power generation yang memanfaatkan panas terbuang pada proses produksi semen dan mendapatkan daya netto tertinggi dengan memvariasikan tekanan ekspansi *flasher* dan tekanan *high pressure pump*

1.3 Batasan masalah

Batasan masalah pada penelitian ini adalah

1. Analisa menggunakan tinjauan termodinamika
2. Simulasi menggunakan perangkat lunak *Cycle-Tempo*
3. Sistem bekerja pada kondisi tunak
4. Pengaruh energi potensial dan kinetik diabaikan
5. *Heat losses* komponen pembangkit dan perpipaan diabaikan
6. Analisa biaya & ekonomi diabaikan

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah

1. Merancang *waste heat recovery power generation* yang dapat diterapkan di pabrik Tuban 1 PT Semen Gresik.
2. Mempengaruhi daya netto tertinggi dari rancangan *waste heat recovery power generation* dari variasi tekanan pompa *high pressure* dan *flasher*.

1.5 Manfaat Penelitian

Dari penelitian ini diharapkan dapat memberikan manfaat sebagai berikut:

1. Dapat memberikan pengetahuan tentang pengaplikasian *waste heat recovery power generation* pada pabrik semen
2. Sebagai referensi dalam upaya mengoptimalkan efisiensi proses produksi semen

Halaman ini sengaja dikosongkan.

BAB II

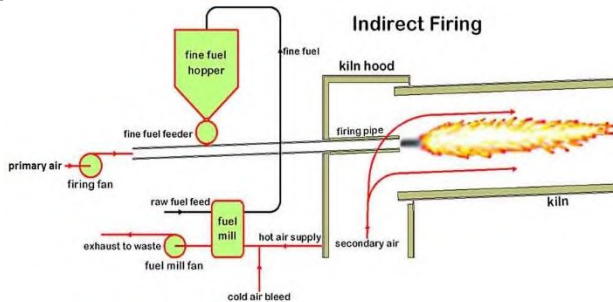
TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Kebutuhan Panas pada Proses Produksi Semen

Proses produksi semen secara umum dibagi menjadi 5 tahap yaitu penyediaan bahan baku, pengolahan bahan baku, penggilingan, pembakaran, dan penggilingan akhir. Pada proses pembakaran semen, membutuhkan panas yang sangat besar, hingga mencapai suhu 1400°C . sedangkan proses pendinginan terdapat *clinker cooler* yang menghasilkan udara panas yang bervariasi suhunya, antara $1100^{\circ} - 275^{\circ}\text{C}$.

2.1.1 Kiln Burner

Kiln atau tanur putar adalah mesin yang digunakan untuk membakar semen tersebut. Pada *kiln* terdapat burner yang digunakan untuk membakar bahan bakar. Burner memiliki *nozzle* pada ujungnya untuk menyemburkan udara dan bahan bakar.



Gambar 2.1 sistem burner tanur putar

Bahan bakar utama pada *kiln* adalah batu bara. Batu bara yang disuplai sudah dalam bentuk dust, karena sebelumnya batubara sudah diproses di mesin penggiling (*coal mill* dan *Atox mill*). Selain batu bara terdapat juga sekam padi dan *Industrial Diesel Oil* (IDO). Pada saat *starting* operasi batu bara sulit untuk dibakar, jadi sebagai gantinya digunakan IDO atau sekam padi untuk mempercepat proses *starting*. Selain itu IDO dan sekam padi

digunakan pula ketika suplai batu bara tidak dapat memenuhi kebutuhan kapasitas produksi.

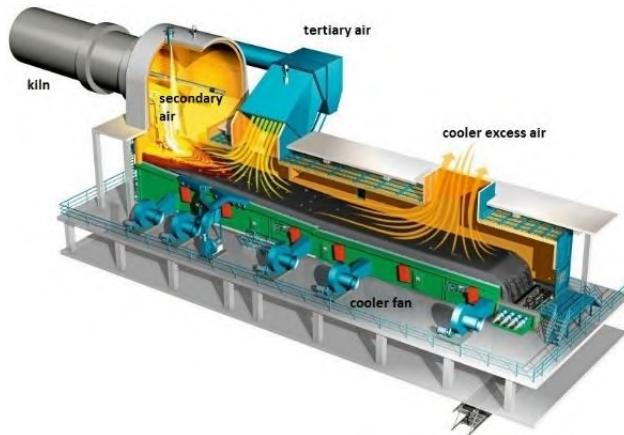
Reaksi pembakaran membutuhkan oksigen. Suplai oksigen berasal dari *primary air* dan *secondary air*. *Primary air* diperoleh dari udara luar yang disuplai oleh *firing fan*. Suhu *primary air* jauh dibawah suhu *kiln*, karena disuplai dari udara luar. Seperti pada gambar 2.1 terdapat suplai udara tambahan, karenajika udara hanya disuplai dari *primary fan* akan memperberat kerja *burner*. Udara panas tambahan yang disebut *secondary air*. *Secondary air* berasal dari *clinker cooler* yang suhunya antara 950° – 1100°C. Bentuk semburan api dapat diatur dengan memiskinkanatau memperkaya campuran bahan bakar dan udara.

2.1.2 Clinker Cooler

Proses pembakaran semen pada tanur putar menghasilkan *clinker*. *Clinker* yang baru saja keluar dari *kiln* memiliki suhu mencapai 1300°C. *Clinker* tersebut berwarna merah terangseperi lava yang dbiasa disebut *red river*. *Clinker Cooler* adalah mesin yang digunakan untuk mendinginkan *clinker* hingga menjadi 120°C.

Jenis *clinker cooler* di PT Semen Gresik adalah *MRP grate cooler*. Secara umum, proses pendinginan *clinker* pada *grate cooler* dilakukan dengan mengalirkan udara dari sejumlah *fan*, yang selanjutnya dihirupkan melalui celah-celah *grate* (landasan) yang bergerak mengantarkan *clinker* pada proses berikutnya. Sepanjang *grate cooler* terbagi beberapa *section*. Kebutuhan udara yang diperlukan untuk pendinginan pada setiap *section grate cooler* berbeda, sehingga jumlah *fan* serta besar daya yang dibutuhkan juga berbeda. Untuk *section* pertama di mana *clinker* baru keluar dari *rotary kiln* akan membutuhkan pendinginan yang lebih besar dibandingkan dengan *section* lainnya. Oleh karena itu, dibutuhkan suplai udara yang lebih besar sehingga jumlah *fan* yang digunakan lebih banyak. *Clinker* yang didinginkan harus mendapatkan pendinginan secara optimal pada

setiap section agar temperatur akhir yang diinginkan untuk setiap bongkahan *clinker* dapat tercapai.

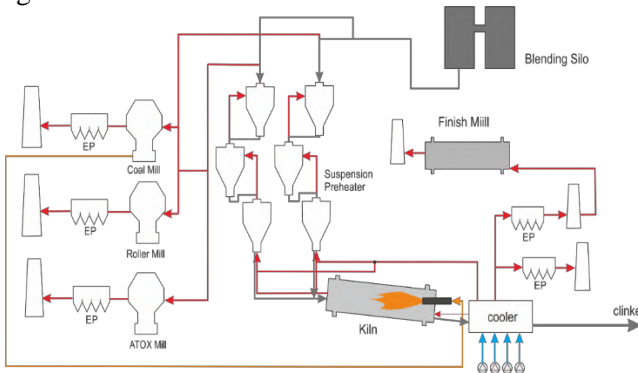


Gambar 2.2 *clinker cooler tipe grate cooler*

Udara panas yang dihasilkan oleh *grate cooler* terbagi menuju 3 saluran, yaitu *secondary air*, *tertiary air* dan *cooler excess air*. *Secondary air* memiliki suhu yang paling tinggi mencapai 1100°C . *Secondary air* berasal dari section yang paling dekat dengan *kiln* sehingga *clinker* dengan suhu tertinggi terdapat pada section tersebut. *Secondary air* selanjutnya dialirkan menuju *kiln* untuk membantu proses pembakaran semen. *Tertiary air* memiliki suhu menengah yang mencapai $770^{\circ}\text{--}800^{\circ}\text{C}$. *Tertiary air* duct selanjutnya dialirkan menuju calciner yang berada pada *suspension preheater* untuk membantu reaksi kalsinasi awal. *Cooler excess air* memiliki suhu terendah antara $250^{\circ}\text{--}310^{\circ}\text{C}$. Hal tersebut disebabkan ducting *excess air* berada pada section terakhir dari *grate cooler*. *Cooler excess air* biasanya dialirkan ke *electrostatic precipitator* untuk disaring untuk selanjutnya dibuang ke *stack*. Pada pabrik tertentu *coole rexcess air* ini digunakan sebagai tenaga pembangkit uap. Uap tersebut digunakan untuk menggerakkan turbin uap sehingga diperoleh energi listrik.

2.1.3 Aliran udara panas

Pada proses produksi semen terdapat mesin-mesin yang membutuhkan udara panas. Udara panas tersebut dapat diperoleh dari *flue gas* pembakaran batu bara pada *kiln*, dan udara panas dari pendinginan *clinker*.



Gambar 2.3 Aliran udara panas pada produksi semen

- **Kiln**

Kiln membutuhkan udara panas untuk membantu pembakaran semen. Suplai udara pada burner yang digunakan berasal dari luar memiliki suhu yang jauh dibawah suhu *kiln*. Hal itu membuat kerja burner semakin berat dan batu bara akan lebih sulit terbakar. Maka dibutuhkan *secondary air* yang berasal dari *clinker cooler* untuk membantu proses pembakaran batu bara.

- **Mesin penggiling**

Mesin penggiling meliputi *raw mill*, *coal mill*, dan *finish mill*. *Raw mill* adalah mesin penggiling raw material yang terdiri dari adonan kapur, tanah liat, pasir silika dan pasir besi. Raw material dihaluskan hingga mencapai kurang dari 90 mikron. *Coal mill* merupakan mesin penggiling batu bara yang akan disuplai ke burner *kiln*. *Finish mill* adalah mesin penggiling *clinker* sehingga dihasilkan semen yang sudah siap untuk dipasarkan.

Mesin-mesin penggiling tersebut membutuhkan udara panas untuk menghilangkan kadar air yang terkandung dalam material. Sehingga diharapkan material yang keluar dari mesin penggiling dalam kondisi kering dengan kadar air kurang dari 1%.

- *Suspension Preheater*

Suspension preheater digunakan untuk memanaskan raw material sebelum mengalami proses kalsinasi pada *kiln*. Hal tersebut dilakukan agar meringankan kerja *kiln*, karena material sudah dipanaskan terlebih dahulu meskipun suhunya belum mencapai suhu reaksi kalsinasi. Udara panas yang digunakan sebagai pemanas pada *suspension preheater* adalah *flue gas*, *secondary air* dan *tertiary air*. *Flue gas* diperoleh dari pembakaran batu bara di burner, sedangkan *secondary* dan *tertiary air* diperoleh dari udara panas hasil pendinginan *clinker* di *grate cooler*. *Fan* dengan kapasitas sangat besar digunakan untuk menarik *flue gas*, *secondary* dan *tertiary air* untuk naik ke atas *preheater* selanjutnya dialirkan ke *coal mill* dan *raw mill*

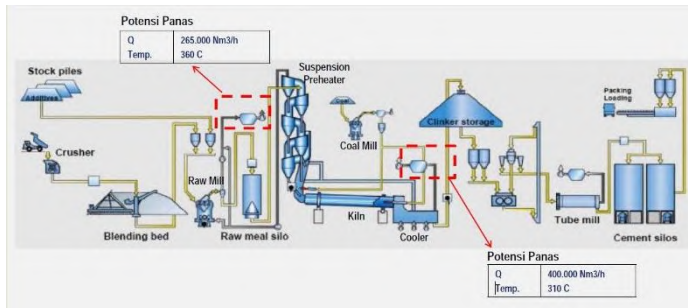
2.2 Waste Heat Recovery Power Generation

Industri gelas, semen, gula, dan keramik merupakan beberapa industri yang memerlukan energi panas yang tinggi. Energi panas dapat diperoleh dari pembakaran batu bara, sekam padi, natural gas, diesel oil, ataupun limbah pabrik itu sendiri. Industri-industri tersebut memerlukan panas untuk proses produksi, misalnya proses kalsinasi pada semen, pembakaran keramik, pengeringan tebu dan lain-lain namun banyak industri tersebut langsung membuang udara panas keluaran proses. Sebagai contoh buangan panas pada PT Semen Gresik. Udara panas buangan industri semen ini dapat mencapai suhu 310°C dengan debit mencapai 461565 Nm³/jam. Udara panas buangan proses tersebut dapat digunakan sebagai pembangkit uap. Uap selanjutnya dapat menggerakkan turbin uap sehingga mampu menghasilkan

daya listrik. Daya yang dihasilkan biasanya tidak terlalu besar dibandingkan daya yang dibutuhkan untuk operasional pabrik, karena hanya memanfaatkan udara panas buangan. Daya listrik hasil panas buangan meskipun tidak begitu besar tetapi dapat digunakan untuk menghidupi bagian-bagian tertentu dalam pabrik, misalnya kebutuhan listrik kantor, lampu penerangan jalan, ataupun utilitas lain yang tidak terlalu membutuhkan daya yang besar, sehingga dapat memotong biaya operasional perusahaan bila dibandingkan dengan menggantungkan seluruh kebutuhan listrik dari PLN.

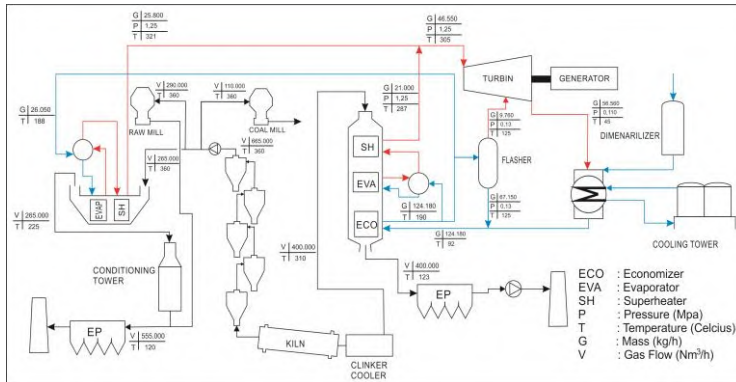
Waste Heat Recovery Power Generation adalah sistem yang digunakan untuk memanfaatkan kembali panas yang terbuang. Panas yang digunakan untuk WHR unit berkisar antara 120°-650°C untuk kategori menengah dan <650°C untuk kategori tinggi, sedangkan untuk dibawah 120°C hampir tidak dapat digunakan kecuali dengan sistem *Organic Rankine Cycle* (ORC). WHRPG pada dasarnya sama dengan Pembangkit Listrik Tenaga Uap, tetapi perbedaan mendasar dari keduanya adalah pada pembangkitan uap. PLTU biasa menggunakan *boiler* berbahan bakar batu bara untuk membangkitkan uap, sedangkan WHRPG menggunakan *Heat Recovery Steam Generator*, yaitu semacam alat penukar panas dengan fluida panas adalah udara panas buangan dan fluida dingin adalah air

Pabrik Indarung V P.T Semen Padang, Sumatera Barat merupakan pabrik yang telah menerapkan sistem WHRPG. Pembangunan proyek WHRPG tersebut merupakan kerjasama PT Semen Padang dengan kontraktor asal Jepang, NEDO(JFE).



Gambar 2.4 Potensi panas terbang pada pabrik Indarung V P.T Semen Padang

Pada gambar 2.4 menunjukkan potensi panas terbang dari proses produksi semen. Panas terbang tersebut seharusnya masih bisa dimanfaatkan untuk berbagai proses. Panas terbang berasal dari buangan *Excess air clinker cooler* dengan suhu mencapai 310°C dan *flow rate* sebesar $400.000 \text{ Nm}^3/\text{jam}$. Selain itu juga berasal dari *flue gas* buangan *preheater*. Meskipun sebagian telah dialirkan menuju *raw mill* dan *coal mill* untuk membantu menghilangkan kadar air pada proses penggilingan, tetapi tetap masih cukup besar mass *flow gas* yang dibuang. Suhu *flue gas* mencapai 360°C dan *flow rate* mencapai $265.000 \text{ Nm}^3/\text{hr}$. Gas dengan suhu yang masih tinggi tersebut akan berdampak pada *Electrostatic Precipitator* (EP), karena EP idealnya, bekerja pada suhu sekitar $70^{\circ}\text{--}110^{\circ}\text{C}$. Jika EP bekerja pada suhu yang terlalu tinggi maka akan mengurangi kemampuan EP untuk menangkap debu material yang terbawa oleh *flue gas*. Selain itu bila gas panas tersebut dibuang melalui *stack* dapat membahayakan lingkungan karena masih banyak mengandung debu material dengan suhu yang tinggi



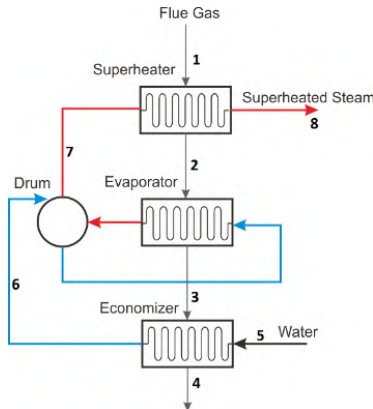
Gambar 2.5 *Waste Heat Recovery Power Generation system* pada PT Semen Padang

Pada Gambar 2.5 merupakan contoh sistem WHRPG yang telah diterapkan pada pabrik Indarung V P.T Semen Padang. Sistem yang dibangun tersebut saat ini baru mampu menghasilkan daya netto sebesar 6.2 MW dari desain perancangan mencapai 8.5 MW. Tenaga *boiler* tersebut memanfaatkan 2 sumber panas terbuang, yaitu dari *excess air clinker cooler* disebut *After Quenching Chamber (AQC) Boiler* dan keluaran *preheater* disebut *Preheater (PH) Boiler*. *AQC Boiler* terdiri dari *economizer*, *evaporator* dan *superheater* sedangkan *PH Boiler* hanya terdiri dari *evaporator* dan *superheater*. Sistem WHRPG yang diterapkan pada Pabrik Indarung V P.T Semen padang ini mampu mengurangi biaya konsumsi listrik PLN sebesar 57.600.000 kWh per tahun dan mampu mengurangi emisi CO₂ mencapai 43 117 ton per tahun.

2.3 Heat Recovery Steam Generation

Heat Recovery Power Generation (HRSG) adalah suatu sistem yang digunakan untuk membangkitkan uap *superheat* dengan tenaga gas buang hasil pembakaran. HRSG berfungsi sama dengan *boiler* hanya saja *boiler* menggunakan tenaga pembakaran batubara ataupun minyak bumi. Seperti *boiler* HRSG juga

memiliki 3 tahap pemanasan yaitu *economizer*, *evaporator* dan *superheater*.



Gambar 2.6 Skema *Heat Recovery Steam Generator*

Pada Gambar 2.6 Menunjukkan skema dari suatu HRSG, dengan fluida panas berasal dari *flue gas* dan fluida dingin adalah air. *Economizer* adalah komponen HRSG yang berfungsi memanaskan air hingga mencapai suhu titik jenuh. Setelah mencapai suhu jenuh air, maka air dialirkan menuju *evaporator*. *Evaporator* berfungsi mengubah fase air jenuh menjadi uap jenuh tanpa mengalami perubahan suhu. Pada tahap evaporasi ini dibutuhkan kalor yang paling besar dibandingkan dengan kebutuhan di *economizer* dan *superheater*. Tetapi semakin tinggi tekanan air umpan akan semakin kecil kalor yang dibutuhkan untuk evaporasi, karena semakin besar tekanan h_{fg} air akan semakin kecil. Setelah mencapai titik uap jenuh, uap akan dialirkan menuju *superheater* untuk dinaikkan suhunya menjauhi titik jenuh. Meskipun pada *superheater* yang dibutuhkan adalah suhu yang tinggi, tetapi kalor yang dibutuhkan tidak sebesar *evaporator*. *Superheated steam* keluaran *superheater* selanjutnya akan dialirkan menuju turbin uap.

Air diberi perlakuan yang sama pada *economizer*, *evaporator*, dan *superheater* yaitu pemanasan. Bila sistem bekerja pada keadaan steady state, energi potensial dan kinetik diabaikan, dan tidak ada daya yang bekerja maka analisa termodinamika pada ketiga komponen tersebut adalah sebagai berikut

$$\dot{m}_{gas}(h_{u_{in}} - h_{u_{out}}) = \dot{m}_{water}(h_o - h_i).....(2.1)$$

Pada dasarnya HRSG adalah alat penukar panas. Jadi pada setiap HRSG memiliki *pinch point* tersendiri, semakin rendah selisih *pinch point* perpindahan panasnya semakin baik. Pada umumnya komponen dalam HRSG memakai *pinch point* 15°-30 °C. Berikut adalah persamaan *pinch point* untuk *economizer*.

$$T_{pinch} = T_{gas \text{ keluar evaporator}} - T_{air \text{ masuk evaporator}}.....(2.2)$$

Massa air yang melewati HRSG tidak boleh membebani gas panas secara berlebihan. Massa tersebut harus menyesuaikan kebutuhan panas di *economizer*. Keluaran *economizer* adalah suhu jenuh air dan suhu gas panas masuk adalah suhu jenuh air ditambah suhu *pinch*. Apabila massa air yang melewati berlebihan suhu *pinch* tidak dapat terpenuhi, atau bahkan suhu air keluaran *economizer* tidak mencapai suhu jenuh. Untuk mencari massa yang dapat melewati HRSG maka digunakan persamaan 2.1 dan 2.2. berdasarkan gambar 2.6 maka

$$\dot{m}_{gas}(h_1 - h_3) = \dot{m}_{air}(h_8 - h_6).....(2.3)$$

h_3 dievaluasi pada suhu jenuh air ditambah suhu *pinch* atau pada gambar disebut T_3 . h_1 dievaluasi pada suhu superheat keluaran superheater. Suhu superheat dapat ditentukan dengan asumsi ΔT_1 alat penukar panas. Maka T_1 adalah suhu jenuh air ditambah ΔT_1 . Sedangkan h_6 dievaluasi pada suhu jenuh air.

Selain pinch point HRSG juga memiliki efisiensi. Efisiensi pada HRSG diartikan sebagai panas yang mampu diserap dibanding panas buang yang tersedia.

$$\eta_{hrsg} = \frac{Q_{in}}{Q_{sourche}} = \frac{\dot{m}_{gas}(h_{u_{in}} - h_{u_{out}})}{\dot{m}_{gas}(h_{u_{in}} - h)} \dots \dots \dots (2.4)$$

2.4 Sistem Pembangkit dengan *Flasher Drum*

Panas terbuang dari suatu proses produksi biasanya memiliki suhu yang tidak begitu tinggi. Hal tersebut menyebabkan tekanan inlet turbin uap tidak bisa terlalu tinggi. Karena semakin tinggi tekanan air maka suhu saturasi juga semakin tinggi. Keadaan tersebut akan memperberat kerja *economizer*. Jika digunakan tekanan yang rendah udara panas yang terbuang dari *economizer* masih cukup tinggi, sehingga sistem pembangkit tidak mampu memaksimalkan *waste heat* secara optimal. Untuk memanfaatkan panas buangan yang cukup rendah dapat digunakan *flasher drum*.

Tujuan digunakannya *flasher drum* adalah menghasilkan uap jenuh dengan sumber panas yang kecil. Uap jenuh lalu disuplai ke uap *superheat* keluaran turbin high *pressure*. Campuran uap jenuh dari sistem flusher dan uap *superheat* keluaran turbin HP dialirkan menuju turbin LP. *Flasher drum* berfungsi men-*throtling* fluida k`erja sekaligus memisahkan antara fase uap dan cair.

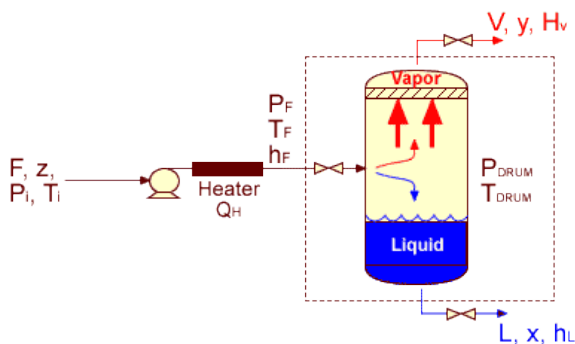
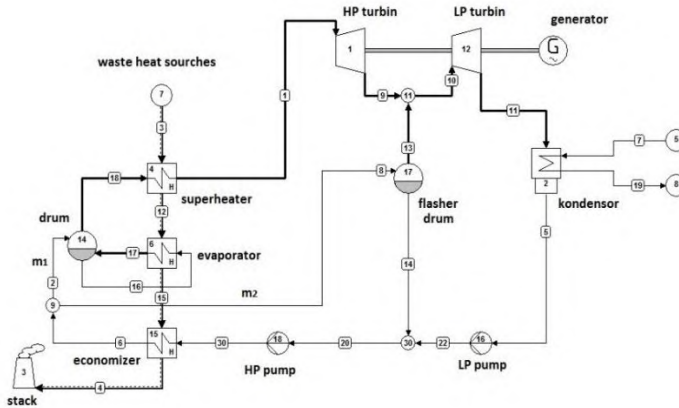


fig. 1

Gambar 2.7 Prinsip kerja *flasher drum*



Gambar 2.8 Sistem pembangkit dengan *flasher drum*

Seperti pada gambar diatas dapat dilihat WHRPG dengan *flasher drum*. Pada pembangkit tersebut mass flow sebelum *evaporator* terpecah. Hal tersebut dilakukan karena apabila \dot{m}_1 dan \dot{m}_2 dimasukkan ke *evaporator*, akan menyerap banyak kalor pada *evaporator*. Hal tersebut akan mengakibatkan gas yang masuk ke *economizer* suhunya sudah terlalu rendah sampai dibawah suhu saturasi fluida kerja. Apabila memakai sebesar \dot{m}_1 saja yang digunakan sebagai fluida kerja, maka suhu gas keluaran *economizer* masih tinggi. hal tersebut menandakan sistem WHRPG tersebut tidak mampu memanfaatkan potensi *waste heat* secara optimal. Untuk mengetahui prosentase massa terevaporasi, digunakan persamaan berikut

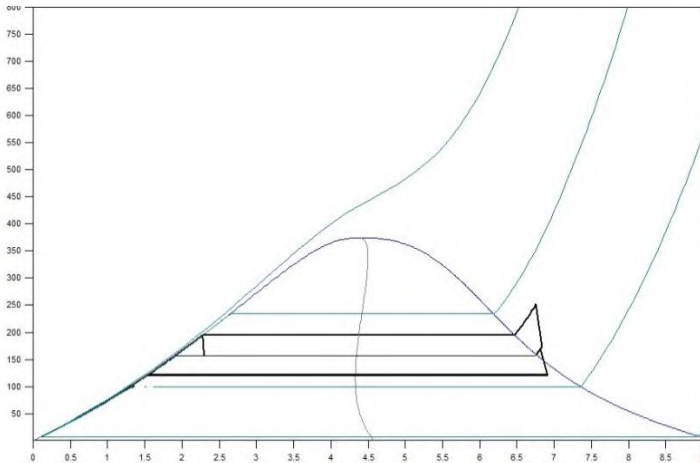
$$X = \frac{(h_{ex} - h_f)}{h_g - h_f} \dots \dots \dots (2.5)$$

X = persen berat yang terevaporasi

h_{ex} = entalpi air yang masuk pada suhu dan tekanan tertentu, J/kg

h_g = entalpi uap air yang terflashing pada suhu dan tekanan tertentu, J/kg

h_f = entalpi air sisa pada setelah melewati flash tank pada suhu dan tekanan tertentu, J/kg



Gambar 2.9 T-s Diagram pembangkit dengan *flasher*

Pada gambar diatas dapat dilihat diagram T-s untuk WHRPG tanpa flasher dan dengan flasher. Selain dapat menambah suplai uap ke *lowpressure* turbine, sistem *flasher* juga dapat berfungsi sebagai *feedwater*. *Feedwater* berfungsi memanaskan air sebelum menuju *economizer*, sehingga dapat meringankan beban *economizer*. Hal tersebut akan mampu menambah efisiensi pembangkit. Efisiensi pembangkit dapat diketahui dengan persamaan berikut.

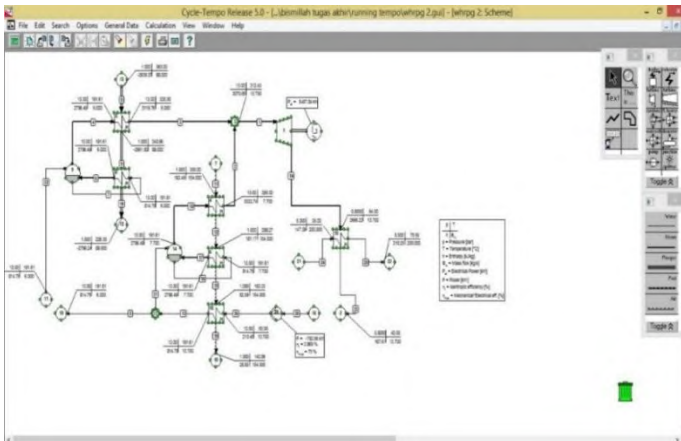
$$\eta_{netto} = \frac{W_{turbin} - W_{pompa}}{Q_{in}} \dots \dots \dots (2.6)$$

2.5 Software Tempo Cycle 5.0

Perangkat lunak *Cycle-Tempo 5.0* adalah program simulasi yang dapat digunakan untuk merancang, memodelkan dan mengoptimasi sistem pembangkitan tenaga listrik, kalor, dan siklus

refrigerasi. Tujuan utama *Cycle-Tempo* adalah untuk mengetahui performa sistem yang dimodelkan. Performa sistem yang bisa dicari adalah nilai efisiensi, *heat rate*, dan konsumsi bahan bakar. *Cycle-Tempo* juga bisa digunakan untuk menghitung jumlah aliran massa dan energi yang dibutuhkan pada suatu siklus.

Penyusunan *apparatus* (komponen) dan pipa pada suatu siklus dapat dilakukan dengan berbagai kombinasi, sehingga *user* (pengguna) dapat membuat model sistem dengan variasi sebanyak-banyaknya. Kemudahan ini memungkinkan pengguna untuk memvariasikan kondisi *existing* suatu sistem lalu mengetahui efek variasi yang dilakukan terhadap performa sistem tersebut.



Gambar 2.10 Drawing window Cycle-Tempo 5.0 dan contoh pemodelan sistem pembangkit *Waste Heat Recovery Power Generation*.

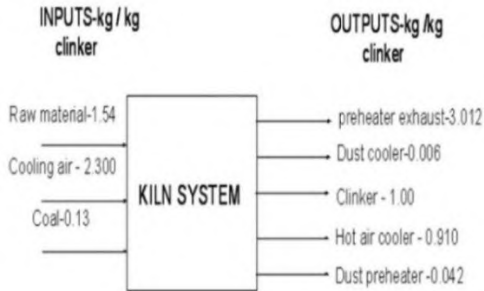
Pemodelan sistem dimulai dengan merangkai *apparatus* dan *medium* yang digunakan. Pengguna dapat memilih *apparatus* dan *medium* yang terdapat pada *palette*. Setelah *apparatus* dan *medium* selesai dirangkai, langkah selanjutnya adalah memasukkan *properties* yang diperlukan pada setiap *apparatus*. Tiap *apparatus* membutuhkan *input data properties* yang berbeda,

namun sebagian besar berkaitan dengan tekanan dan temperatur. Setelah semua *apparatus* diisi dengan *properties* yang dibutuhkan, dapat dilakukan proses *running* untuk melihat konvergensi pemodelan sistem. Ketika terjadi error maka terdapat kesalahan dalam permodelan sehingga permodelan tidak bisa dijalankan. Kesalahan bisa terjadi pada properti apparatus atau medium. Selain tanda error juga ada tanda warning pada kotak dialog run. Bila terjadi warning sistem tetap dapat berjalan secara perhitungan saja, tetapi tidak sesuai dengan kondisi operasi sebenarnya.

2.6 Penelitian Terdahulu

2.6.1 M. Nivethidha Priyadarshini (2014)

M. Nivethidha Priyadarshini 2016, melakukan penelitian tentang analisis energi pada proses produksi semen yang berjudul “*Waste Heat Recovery in Cement Plant*”. Penelitian tersebut dilakukan di pabrik semen Dalmia Cement Unit 2, Trichirapalli, India. Pada penelitian tersebut Nivethida menganalisis potensi energi panas yang terbuang dari produksi *clinker* apabila suhu pada setiap material yang terlibat dalam produksi semen diturunkan sampai temperatur *ambient*. Suhu *ambient* saat itu adalah 20°C dan diasumsikan suhu *ambient* tidak berubah saat penelitian dilakukan. Sistem yang ditinjau pada penelitian tersebut tidak melewati seluruh proses produksi tetapi hanya *kiln system* saja. Sistem *kiln* meliputi *preheater*, *kiln* dan *clinker cooler*. Untuk mengukur potensi panas ditentukan suhu keluaran gas panas dapat diturunkan hingga 120 °C.



Gambar 2.11 Sistem *kiln* tinjauan penelitian

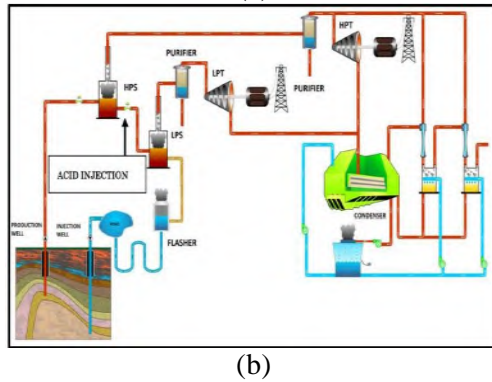
Hasil yang diperoleh dari analisa tersebut adalah potensi *waste heat* untuk dijadikan pembangkit.

Tabel 2.1 Analisa potensi *waste heat* yang dapat digunakan sebagai pembangkit uap

Description	Equation used	Data	Result (kJ/kg clinker)
Preheater Heat available for boiler	$Q4 = m \cdot Cp \cdot (T2 - T1)$	$m = 0.354 \text{ kJ/kg clinker}$, $Cp = 204 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$, $T1 = 361^\circ\text{C}$, $T2 = 380^\circ\text{C}$	1.32
Useful cooler heat available at 120 °c exit temp for cooler mid tap boiler	$Q6 = m \cdot Cp \cdot (T2 - T1)$	$m = 99 \text{ kJ/kg clinker}$, $Cp = 0.31 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$, $= 120^\circ\text{C}$, $T2 = 400^\circ\text{C}$	8.59
Total heat available for power generation	$Q4 + Q6$	$Q4 = 1.32$ $Q6 = 8.60$	9.92

2.6.2 Nugroho Agung Pambudi, Ryuichi Itoi, Saeid Jalilinasrabady, Khasani Jaelani (2015)

Nugroho Agung Pambudi dkk (2015) melakukan penelitian tentang Flash Steam yang digunakan untuk Pembangkit Listrik Tenaga Panas Bumi Dieng. Penelitian tersebut berjudul “*Performance Improvement of a Single-flash Geothermal Power Plant In Dieng, Indonesia, Upon Conversion*



Gambar 2.16 Grafik tekanan *flash steam*-Daya output (a) dan skema PLTP Dieng(b)

Halaman ini sengaja dikosongkan.

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Metodologi Penelitian

Metodologi penelitian adalah serangkaian kegiatan dan prosedur dari tugas akhir. Serangkaian kegiatan dan prosedur tersebut bertujuan untuk menyelesaikan permasalahan atau analisa yang menjadi bahasan dalam tugas akhir.

3.1.1 Persiapan

Tahap ini bertujuan untuk menentukan objek dan masalah yang akan menjadi topik tugas akhir. Tahap persiapan meliputi observasi lapangan, identifikasi masalah, dan studi literatur. Observasi lapangan adalah kegiatan mengamati keadaan lapangan dan mempelajari apa yang dilakukan di tempat tersebut. Identifikasi masalah adalah proses mencari permasalahan yang dapat dibahas pada tugas akhir. Studi literatur merupakan proses pengumpulan literatur yang dapat digunakan sebagai referensi dan dasar teori untuk penyelesaian tugas akhir. Objek yang dibahas adalah panas terbuang dari proses produksi semen di P.T Semen Gresik. Permasalahan yang ada adalah bagaimana rancangan sistem recovery panas terbuang tersebut agar dapat dimanfaatkan untuk pembangkitan uap. Uap bangkitan tersebut selanjutnya akan menggerakkan turbin uap dan menghasilkan daya listrik.

3.1.2 Pengumpulan data

Data yang diperlukan pada tahap ini antara lain adalah P&FD produksi semen, data mass flow serta temperatur udara panas pada inlet-outlet clinker cooler, kiln, preheater, raw mill, coal mill, atox mill dan finish mill. Data tersebut digunakan untuk mengetahui potensi waste heat yang ada pada proses produksi semen. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada gambar 2.3

3.1.3 Perancangan Sistem WHRPG

Perancangan dilakukan berdasarkan studi literatur dan data yang telah diperoleh. Studi literatur berupa rancangan WHRPG P.T Semen Padang. Rancangan referensi selanjutnya akan dimodifikasi agar sesuai dengan potensi panas terbuang di P.T Semen Gresik.

3.1.4 Simulasi Sistem WHRPG dengan perangkat lunak Cycle Tempo

Desain sistem WHRPG referensi dan hasil modifikasi disimulasikan pada *software Cycle-Tempo*. Rancangan tersebut dilakukan dengan menempatkan menggambar desain WHRPG pada *Cycle Tempo*. Selanjutnya memasukkan input data operasi pada kotak dialog komponen yang akan diinput data operasinya.

3.1.5 Variasi pada Sistem WHRPG

Setelah disimulasi dengan data dan optimasi awal, selanjutnya dilakukan variasi terhadap rancangan tersebut. Variasi dilakukan pada tekanan *HP pump* sebesar 6, 10, 14, 18 bar dan tekanan ekspansi *flasher drum* sebesar 1, 1,4, 1,8, 2,2, 2,6 bar. Setelah meng-input variasi, dilakukan optimasi mass flow sehingga diperoleh daya netto tertinggi. Batasan optimasi adalah

1. Suhu gas panas keluar HRSG tetap dijaga pada 120°C
2. Tidak terjadi *temperatur cross* pada perangkat penukar panas
3. Pinch point HRSG adalah 15 °C
4. ΔT_1 super heater dan water heater adalah 5°C

3.2 Data Lapangan

Pada tahap persiapan dilakukan pengambilan data yang nantinya berguna dalam pemecahan masalah yang menjadi topik tugas akhir. Data yang diperoleh dari hasil observasi adalah sebagai berikut.

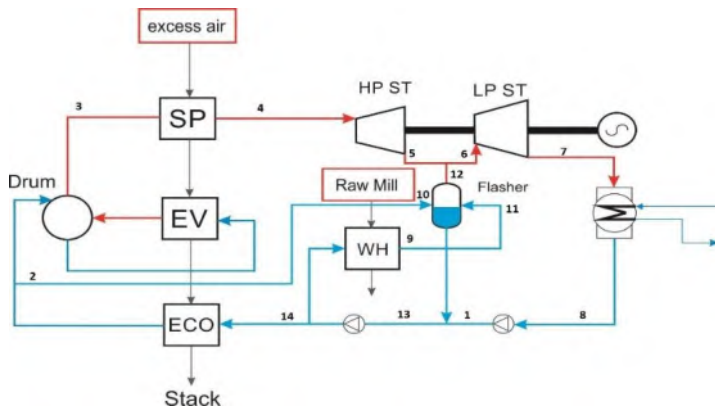
Tabel 3.1 Data lapangan

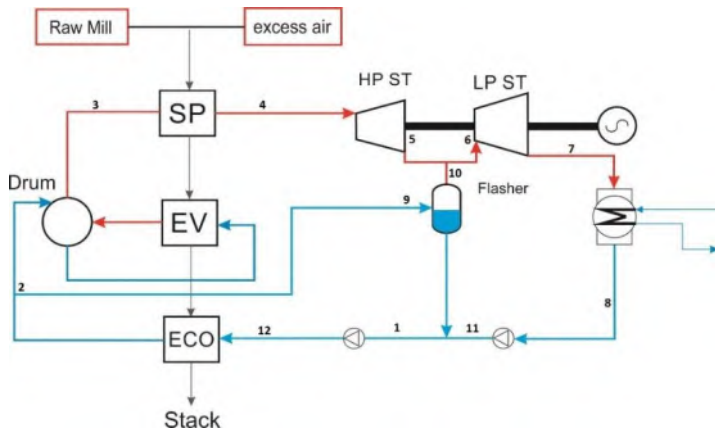
	Suhu	Flow
Inlet Raw Mill Tuban 1	360°C	213.797 Nm ³ /jam
Outlet Raw Mill 1	163 °C	
Outlet Cooler Excess Air Tuban 1	310 °C	461.565 Nm ³ /jam

Data tersebut kemudian harus disimulasikan pada *Cycle-Tempo* untuk mengetahui potensi *waste heat* yang ada pada pabrik Tuban 1, P.T Semen Gresik.

3.3 Desain Rancangan

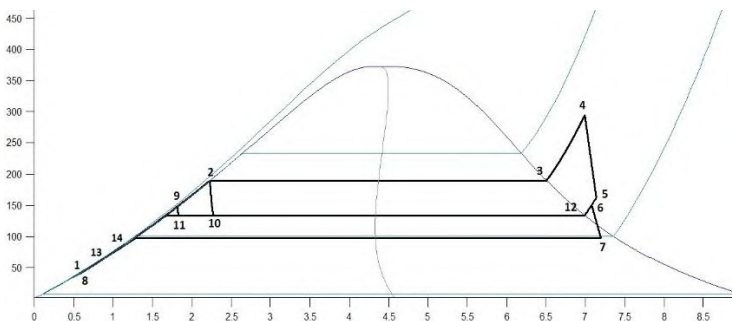
Pada tahap perancangan dilakukan modifikasi desain rancangan sistem pembangkit dengan referensi WHRPG P.T Semen Padang. Modifikasi dilakukan dengan menyesuaikan potensi panas yang ada pada pabrik Tuban 1 P.T Semen Gresik.

**Gambar 3.1** Rancangan 1

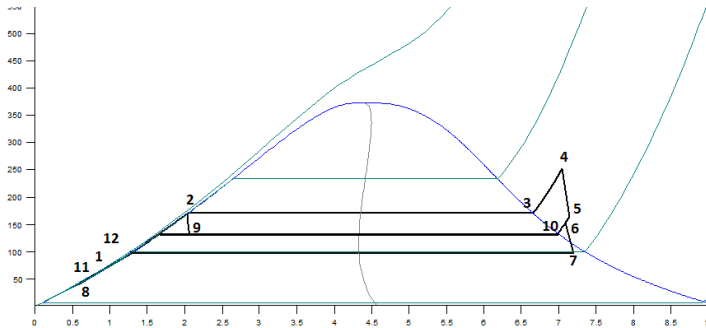


Gambar 3.2 Rancangan 2

Rancangan 1 merupakan WHRPG dengan sumber tenaga pembangkit uap terpisah antara flue gas keluaran raw mill dan udara panas keluaran clinker cooler. Desain ini memungkinkan suhu keluaran superheater yang tinggi. Rancangan 2 merupakan WHRPG dengan sumber tenaga pembangkit uap menjadi satu dengan dicampurnya antara flue gas keluaran raw mill dan udara panas keluaran clinker cooler. Rancangan ini memiliki suhu keluaran superheater yang lebih rendah.



Gambar 3.3 T-s diagram rancangan 1



Gambar 3.4 T-s diagram rancangan 2

3.4 Hasil yang diharapkan

Setelah simulasi dan variasi dilakukan akan muncul beberapa hasil yang berbeda-beda. Kenaikan tekanan pompa akan mengurangi aliran massa *primary steam*. Menurunkan tekanan *flasher drum* akan menambah kualitas uap, sehingga massa uap jenuh yang disuplai bertambah namun mengurangi entalpi uap jenuh *secondary steam*. Dari variasi dan desain WHRPG tersebut akan dicari daya netto tertinggi. Hasil yang diharapkan dapat dipresentasikan pada tabel berikut ini.

Tabel 3.2 Hasil simulasi dan variasi rancangan 1 & 2

Tekanan pompa hp (bar)	Flash steam pressure (bar)	Kualitas uap flasher (%)	Daya turbin HP (kW)	Daya Turbin LP (kW)	Massa uap Total	Daya pompa HP	Daya netto
6	1						
	1,4						
	1,8						
	2,2						
	2,6						
10	1						
	1,4						
	1,8						
	2,2						
	2,6						
14	1						
	1,4						
	1,8						
	2,2						

	2,6						
18	1						
	1,4						
	1,8						
	2,2						
	2,6						

BAB IV ANALISIS DAN PEMBAHASAN

4.1 Data dan Desain *Waste Heat Recovery Power Generation*

4.1.1 Data Lapangan

Data yang diperoleh dilapangan akan dibutuhkan untuk mengetahui potensi sumber panas terbuang dari produksi semen pada Pabrik Tuban 1 P.T Semen Gresik. Selain itu dapat dijadikan rujukan dalam merancang desain sistem WHRPG.

Tabel 4.1 Data lapangan

	Suhu	Flow
Inlet <i>Raw mill</i> Tuban 1	360 °C	213.797 Nm ³ /jam
Outlet <i>Raw mill</i> 1	163 °C	
Outlet Cooler Excess Air Tuban 1	310 °C	461.565 Nm ³ /jam

Data diatas menunjukkan bahwa terdapat gas buangan produksi semen yang berasal dari outlet *raw mill* dan *cooler excess air*. Berikut adalah hasil perhitungan waste heat dengan Cycle-Tempo apabila suhu *flue gas raw mill* dan udara panas *cooler excess air* diturunkan sampai 120°C

Tabel 4.2 Hasil perhitungan potensi *waste heat* dengan simulasi *Cycle-Tempo*

	Jenis Gas	Kandungan	Debit	Mass flow	T ₁	T ₂	h ₁	h ₂	Q _{source}
Outlet <i>Raw mill</i> Tuban 1	Flue Gas	Ar 0.82 % CO ₂ 9.5 % H ₂ O 19.19 % N ₂ 70.49 %	213.7 97 Nm ³ / hr	90,84 5 kg/s	163 °C	12 0 °C	- 2868, 9 kJ/kg	- 2917,71 kJ/kg	4434,14 4 kW
Outlet Cooler Excess Air	Stand ar udara	Ar 0.92 % CO ₂ 0.03 %	461.5 65 Nm ³ / hr	158, kg/s	310° C	12 0 °C	204 kJ/kg	7.53 kJ/kg	20043,4 7 kW

Tuban 1		H ₂ O 1,01 % N ₂ 77,29 % O ₂ 20,75 %							
Total potensi panas terbangun									34477,6 14 kW

Dari tabel hasil simulasi diatas potensi panas yang dapat dimanfaatkan adalah sebesar 34477,61 kW atau 34,447761 MW.

4.1.2 Spesifikasi Permodelan WHRPG

Input dari penelitian ini adalah potensi panas terbangun dari proses produksi semen di pabrik Tuban 1 P.T Semen Gresik. Untuk melakukan simulasi dibutuhkan spesifikasi komponen atau properti yang ditentukan terlebih dahulu. Berikut adalah spesifikasi dan properti untuk menjalankan simulasi sistem WHRPG.

Tabel 4.3 Spesifikasi dan properti yang ditentukan dalam permodelan

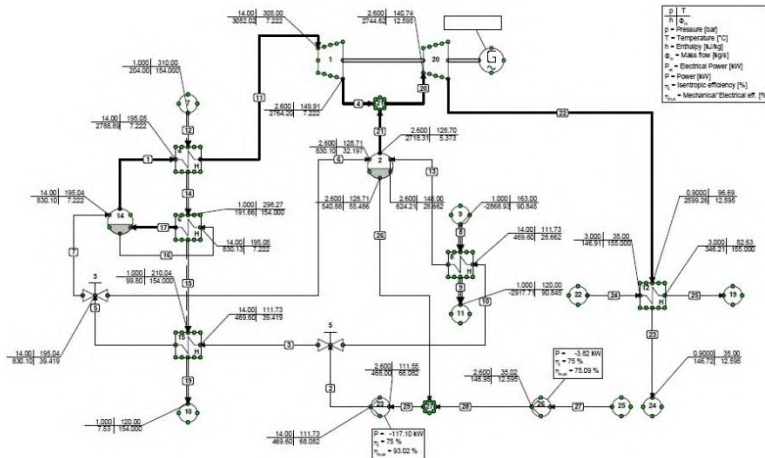
komponen	properti/ spesifikasi	Satuan	rancangan 1	rancangan 2
Turbin HP	efisiensi thermal		0,8	0,8
Turbin LP	efisiensi thermal		0,8	0,8
Kondensor	suhu air pendingin	°C	28	28
	massa air pendingin	kg/s	150	150
	tekanan uap masuk	Bar	0,9	0,9
	pressure drop	Bar	0	0
Superheater	suhu uap keluar	°C	305	247,14
	suhu uap masuk	°C	Saturasi	saturasi
	pressure drop	Bar	0	0
	kualitas uap keluar	%	100	100
Evaporator	suhu masuk air	°C	Saturasi	saturasi
	suhu uap keluar	°C	Saturasi	saturasi
	pressure drop	Bar	0	0
	pinch point	°C	15	15
economizer	suhu air keluar	°C	Saturasi	saturasi
	suhu gas keluar	°C	120	120
	pressure drop	Bar	0	0
	pinch point	°C	15	15
pompa HP	efisiensi thermal		0,75	0,75
pompa LP	efisiensi thermal		0,75	0,75

4.2 Desain dan permodelan WHRPG

4.2.1 WHRPG Rancangan 1 dengan Sumber Panas Terpisah

Rancangan 1 yang akan disimulasikan merupakan modifikasi dari sistem *Waste Heat Recovery Power Generation* yang dipakai pada pabrik Indarung V P.T Semen Padang. Pada WHRPG pabrik Indarung V juga memiliki dua sumber panas yang dapat dijadikan tenaga pembangkit uap, yaitu keluaran *clinker cooler* dengan suhu mencapai 310°C dan keluaran *suspension preheater* dengan suhu mencapai 410°C. Pada pabrik Tuban 1 sistem tersebut tidak bisa digunakan karena gas keluaran *preheater* dialirkan ke *Atox mill*. Satu-satunya gas buangan proses produksi adalah keluaran *raw mill* dengan suhu sekitar 163°C. Maka pada rancangan 1 ini gas buangan *raw mill* hanya dijadikan *waterheater*.

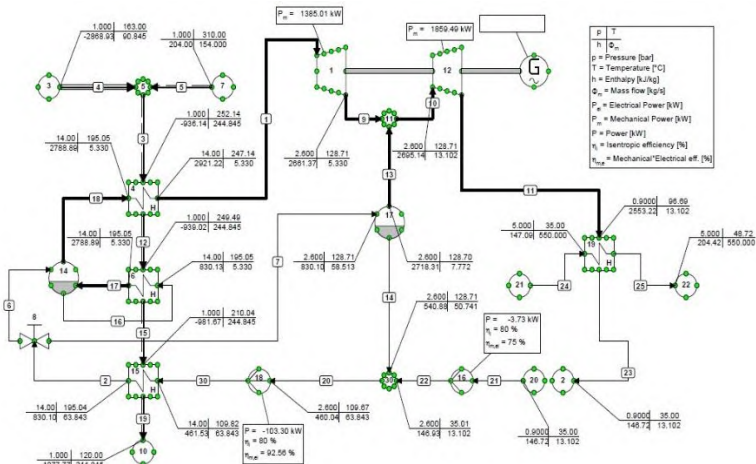
Pada rancangan 1, untuk membangkitkan uap keluaran *clinker cooler* dialirkan menuju HRSG. HRSG terbagi menjadi tiga komponen yaitu *economizer*, *evaporator* dan *superheater*. Skema tersebut mengadopsi dari sistem WHRPG Pabrik Indarung V. *Economizer* digunakan untuk memanaskan air hingga mencapai suhu saturasi pada tekanan tertentu. Air yang sudah mencapai titik saturasi selanjutnya berubah fase menjadi uap jenuh setelah melalui *evaporator*. Selanjutnya uap jenuh dibawa ke *superheater* untuk mencapai titik suhu tertinggi sebelum menuju turbin HP. Untuk modifikasi terdapat pada keluaran *preheater* yang dihilangkan dan diganti dengan keluaran *raw mill* yang dialirkan ke *waterheater*. Air yang dipanaskan di *waterheater* selanjutnya melalui proses ekspansi entalpi konstan. Hasil ekspansi adalah liquid-vapor dengan kualitas uap rendah yang selanjutnya dibawa ke *flash tank*. Pada *flash tank* tersebut uap jenuh dan cair jenuh dipisahkan. Uap jenuh akan naik ke atas *flash tank* dan dialirkan ke uap utama keluaran turbin HP sedangkan cair jenuh akan turun dan dicampurkan pada siklus air utama. Campuran uap keluaran turbin HP dan uap jenuh keluaran *flash tank* selanjutnya dialirkan ke turbin LP. Keluaran turbin LP lalu dialirkan kondensor dengan tekanan 0,9 bar. Keluaran kondensor memiliki suhu 35°C dan dipompa kembali oleh pompa LP dan HP.



Gambar 4.1 Simulasi WHRPG Rancangan 1 dengan Cycle-Tempo 5.0

4.2.2 WHRPG Rancangan 2 dengan Sumber Panas Tercampur

WHRPG rancangan 2 merupakan modifikasi dari rancangan 1 yang sebelumnya telah dibahas pada poin 4.2.1. Seperti yang telah diketahui pabrik Tuban 1 memiliki 2 sumber panas yaitu keluaran *clinker cooler* dan *raw mill*. Pada rancangan 1 keluaran *clinker cooler* digunakan sebagai tenaga komponen HRSG dan keluaran *raw mill* digunakan pada waterheater. Modifikasi dilakukan dengan mencampurkan dua sumber panas tersebut. Campuran kedua gas tersebut selanjutnya dialirkan menuju sistem HRSG. Pencampuran gas buangan *clinker cooler* dan *raw mill* yang berbeda suhunya mengakibatkan penurunan suhu gas masuk HRSG, sehingga berakibat pada turunnya suhu maksimum uap super panas yang masuk ke turbin HP. Suhu gas masuk HRSG adalah $252,14^{\circ}\text{C}$ dan uap super panas maksimum masuk turbin HP mencapai $247,14^{\circ}\text{C}$.



Gambar 4.2 Simulasi WHRPG Rancangan 2 dengan Cycle-Tempo 5.0

4.3 Contoh Perhitungan

Setelah melakukan permodelan sistem WHRPG dengan software Cycle-Tempo 5.0, hal yang dilakukan selanjutnya adalah menganalisa sistem WHRPG dengan menggunakan analisa termodinamika serta hasil running dari Cycle-Tempo 5.0. Beberapa hasil yang akan dibahas memerlukan perhitungan manual untuk mengetahui beberapa hasil. Berikut adalah contoh perhitungan hasil running dari Software Cycle-Tempo 5.0 dengan variasi tekanan pompa HP 14 bar dan tekanan *flash tank* 2,6 bar.

- Massa alir uap primer
 $\dot{m}_{gas}(h_1 - h_3) = \dot{m}_{air}(h_8 - h_6)$
 $154 \text{ kg/s} (204 - 99,8) \text{ kJ/kg} = \dot{m}_{air} (3052,02 - 830,1) \text{ kJ/kg}$
 $\dot{m}_{air} = 7,222 \text{ kg/s}$
- Kualitas uap *flash tank*

$$X = \frac{\dot{m}_{uap}}{\dot{m}_{uap} + \dot{m}_{cair}}$$

$$X = \frac{5,373}{5,373 + 28,562} = 0,089 = 8,9 \%$$

- Daya netto

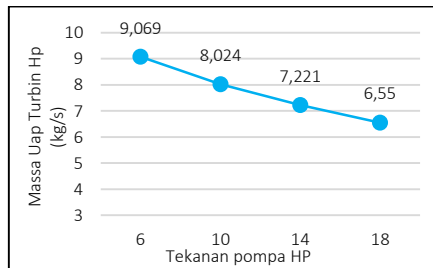
$$\begin{aligned}\dot{W}_{netto} &= (\dot{W}_{THP} + \dot{W}_{TLP}) - (\dot{W}_{PHP} + \dot{W}_{PLP}) \\ &= ((2078,47 + 1830,94) - (117,1 + 3,82)) \text{ kW} \\ &= 3749,39 \text{ kW}\end{aligned}$$

4.4 Pengaruh Variasi Tekanan Pompa HP dan *Flash tank*

4.4.1 Analisa pada Rancangan 1

4.4.1.1 Pengaruh variasi terhadap Produksi Uap Rancangan 1

Setelah simulasi telah berhasil selanjutnya dilakukan variasi pada sistem tersebut. Hasil dari variasi yang akan ditinjau pada sub bab ini adalah produksi uap. Untuk produksi uap primer yang terjadi pada HRSG menghasilkan grafik sebagai berikut ini.



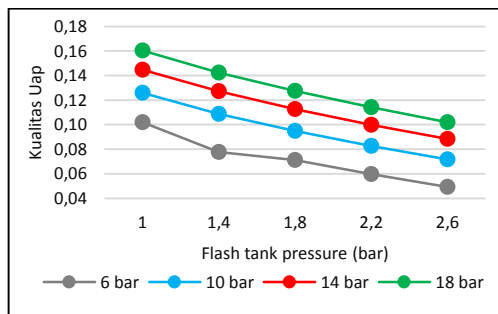
Gambar 4.3 Grafik Produksi Uap Turbin HP Rancangan 1

Gambar 4.3 merupakan grafik produksi uap turbin HP yang dihasilkan dari variasi tekanan pompa HP dan *flash tank* rancangan 1. Uap turbin HP adalah uap yang melewati *evaporator* dan *superheater* atau bisa disebut uap keluaran HRSG.

Dari grafik tersebut jika ditinjau pada tekanan konstan berapapun nilai tekanan *flash tank* tidak mempengaruhi besarnya uap primer. Hal tersebut terjadi karena uap primer hanya melewati

HRSG dan tidak melewati *flash tank*. Jika ditinjau pada tekanan *flash tank* konstan maka semakin besar tekanan pompa HP semakin kecil uap primer. Semakin besar tekanan air lewat HRSG maka semakin tinggi suhu saturasinya, maka suhu gas sebelum *economizer* harus lebih tinggi melebihi suhu saturasi air. Beban pada *superheater* dan *evaporator* harus dikurangi supaya gas keluaran *evaporator* menjadi lebih tinggi. Untuk mengurangi beban tersebut dilakukan pengurangan massa alir air yang melewati *superheater* dan *evaporator*.

Produksi massa uap primer tertinggi dihasilkan pada variasi tekanan pompa HP 6 bar yaitu sebesar 9,07 kg/s. Sedangkan untuk produksi uap primer tertinggi dihasilkan pada tekanan pompa HP 18 bar yaitu sebesar 6,55 kg/s.



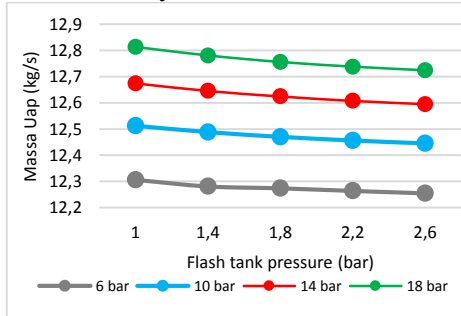
Gambar 4.4 Grafik Kualitas Uap *Flash tank* Rancangan 1

Gambar 4.4 merupakan grafik kualitas uap yang dihasilkan dari variasi tekanan pompa HP dan *flash tank* rancangan 1. Kualitas uap merupakan perbandingan antara massa uap jenuh dengan massa total fluida pada kondisi campuran.

Dari grafik tersebut jika ditinjau tekanan pompa konstan semakin besar tekanan *flash tank* semakin kecil kualitas uap. Hal tersebut terjadi karena fluida mengalami ekspansi entalpi konstan sehingga semakin kecil selisih tekanan ekspansi kualitas uap semakin kecil. Hal tersebut juga berlaku ketika variasi tekanan pompa HP. Pada tekanan *flash tank* konstan semakin besar tekanan

HP maka semakin besar selisih tekanan ekspansi, sehingga kualitas uap semakin besar.

Dari grafik tersebut diperoleh kualitas uap tertinggi dihasilkan pada variasi tekanan pompa HP 18 bar dan tekanan flashtank 1 bar yaitu sebesar 0,16 atau 16%. Sedangkan kualitas uap terendah berada pada variasi tekanan pompa HP 6 bar dan tekanan *flash tank* 2,6 bar yaitu sebesar 0,049 atau 4,9%.



Gambar 4.5 Grafik Massa Uap Total Rancangan 1

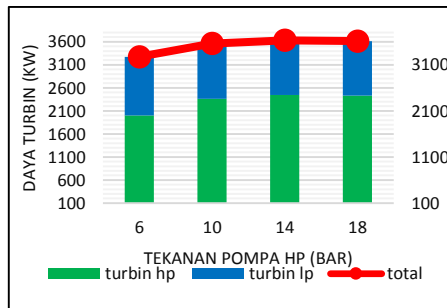
Gambar 4.5 merupakan grafik yang menunjukkan besar massa uap total yang dihasilkan dari variasi tekanan pompa HP dan *flash tank* rancangan 1. Massa uap total adalah jumlah uap keluaran HRSR ditambah dengan massa uap jenuh keluaran *flash tank*.

Grafik tersebut jika ditinjau pada tekanan pompa HP konstan semakin besar *flash tank* semakin kecil massa uap yang dihasilkan. Semakin besar tekanan uap *flash tank* semakin rendah kualitas uap sehingga massa uap jenuh keluaran *flash tank* menjadi lebih kecil. Pada tekanan *flash tank* konstan semakin besar tekanan pompa HP semakin besar massa uap total yang dihasilkan. Meskipun pada grafik 4.1 menunjukkan semakin besar tekanan pompa HP semakin kecil uap primer yang dihasilkan tetapi pada grafik 4.2 semakin besar tekanan pompa HP semakin besar kualitas uap jenuh keluaran *flash tank*. Hal tersebut menunjukkan bahwa kenaikan massa uap jenuh lebih besar dari pada penurunan uap primer.

Produksi massa uap total tertinggi dihasilkan pada variasi tekanan pompa HP 18 bar dan tekanan *flash tank* 1 bar yaitu sebesar 12,813 kg/s. Sedangkan untuk produksi massa uap total tertinggi dihasilkan pada tekanan pompa HP 6 bar dan tekanan yaitu sebesar 12,255 kg/s.

4.4.1.2 Pengaruh Variasi terhadap Performa Rancangan 1

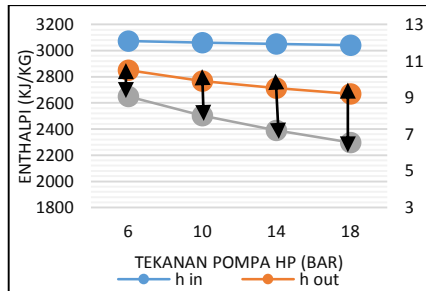
4.4.1.2.a Pengaruh Variasi Tekanan Pompa HP terhadap Daya Turbin



Gambar 4.6 Grafik Daya Turbin Rancangan 1 dengan Variasi Tekanan Pompa HP

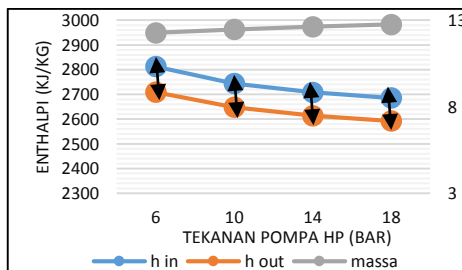
Gambar 4.6 merupakan grafik hasil simulasi yang diperoleh dari variasi tekanan pompa HP dengan tekanan *flash tank* dijaga konstan pada 1,8 bar. Output dari grafik tersebut adalah daya turbin total yaitu daya yang diperoleh pada turbin HP ditambahkan dengan daya yang diperoleh pada turbin LP.

Pada grafik tersebut menunjukkan bahwa semakin besar daya pompa semakin besar daya turbin tetapi pada titik tertentu daya turbin tersebut akan menurun. Pada tekanan pompa HP 6 bar diperoleh daya turbin total sebesar 3273,1 kW lalu naik sampai di titik optimal pada tekanan pompa HP 14 bar sebesar 3633,42 kW. Tren perolehan daya turbin total identik dengan daya turbin HP sedangkan daya turbin LP cenderung konstan.



Gambar 4.7 Grafik Properti Uap Turbin HP Rancangan 1 dengan Variasi Tekanan Pompa HP

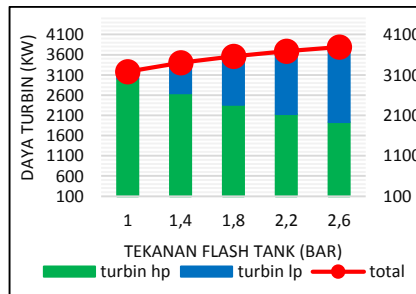
Gambar 4.7 merupakan grafik dari properti uap turbin HP. Grafik tersebut menjelaskan mengapa daya turbin HP memiliki nilai optimum di tekanan tertentu. Terlihat bahwa semakin besar tekanan pompa HP, massa uap akan semakin turun sedangkan selisih enthalpi membesar. Sebelum berada pada tekanan pompa 14 bar kenaikan selisih entalpi lebih besar daripada penurunan massa uap sehingga daya turbin HP akan naik. Ketika tekanan pompa melebihi 14 bar selisih enthalpi mulai cenderung konstan sehingga penurunan massa uap lebih mempengaruhi daya turbin HP, sehingga daya turbin akan terus menurun apabila tekanan pompa HP terus dinaikkan. Daya turbin HP terbesar diperoleh pada tekanan 14 bar yaitu sebesar 2448,15 kW dan paling rendah diperoleh pada tekanan 6 bar yaitu sebesar 2004,61 kW.



Gambar 4.8 Grafik Properti Uap Turbin LP Rancangan 1 dengan Variasi Tekanan Pompa HP

Gambar 4.7 merupakan grafik dari properti uap turbin LP. Grafik tersebut menjelaskan mengapa daya turbin LP cenderung konstan. Terlihat bahwa semakin besar tekanan pompa HP, massa uap turbin LP akan semakin naik sering naiknya suplai uap jenuh dari *flash tank*. Kenaikan massa uap tidak terlalu besar, selisih antar variasi tekanan dibawah 0,1 kg/s. Sedangkan untuk selisih enthalpi juga cenderung konstan. Adapaun perubahan selisih entalpi hanya mengalami penurunan rata-rata 3,4 kJ/kg. Sehingga secara umum pada variasi tekanan pompa HP daya turbin LP tidak memiliki pengaruh besar terhadap daya turbin total. Daya turbin LP terbesar diperoleh pada tekanan 6 bar yaitu sebesar 1268,49 kW dan paling rendah diperoleh pada tekanan 14 bar yaitu sebesar 1185,27 kW.

4.4.1.2.b Pengaruh Variasi Tekanan *Flash tank* terhadap Daya Turbin

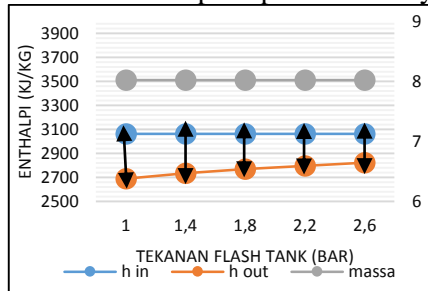


Gambar 4.9 Grafik Daya Turbin Rancangan 1 dengan Variasi Tekanan *Flash tank*

Pada gambar 4.9 merupakan grafik hasil simulasi yang diperoleh dari variasi *flash tank* dengan tekanan pompa HP dijaga konstan. Tekanan pompa HP dijaga pada nilai 10 bar. Sama dengan gambar 4.6 output dari grafik tersebut adalah daya turbin total.

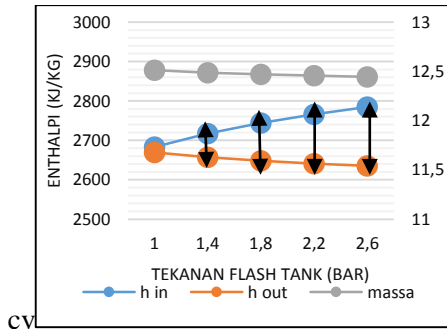
Dari grafik tersebut terlihat bahwa semakin besar tekanan *flash tank* semakin besar daya turbin. Daya turbin tertinggi diperoleh pada variasi tekanan *flash tank* 2,6 bar sebesar 3793,66 kW. Sedangkan daya turbin terendah diperoleh pada variasi *flash*

tank 1 bar sebesar 3181,51 kW. Pada dasarnya dengan naiknya tekanan *flash tank* daya pada turbin HP semakin turun sedangkan daya turbin LP semakin besar. Tren daya turbin total identik dengan daya turbin LP, hal tersebut menunjukkan bahwa kenaikan daya turbin LP lebih besar daripada penurunan daya turbin HP.



Gambar 4.10 Grafik Properti Uap Turbin HP Rancangan 1 dengan Variasi Tekanan *Flash tank*

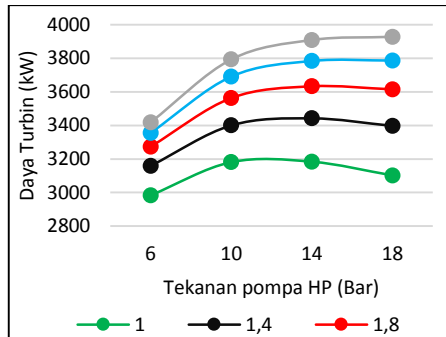
Gambar 4.10 merupakan grafik dari properti uap turbin HP. Grafik tersebut menjelaskan mengapa daya turbin HP terus menurun. Terlihat bahwa semakin besar tekanan *flash tank*, selisih enthalpi semakin kecil sedangkan massa uap turbin HP konstan. Hal tersebut mengakibatkan daya turbin terus menurun. Selisih entalpi mengecil dikarenakan tekanan keluar turbin uap yang semakin besar, sehingga selisih tekanan juga semakin kecil. Daya turbin HP terbesar terdapat pada tekanan *flash tank* 1 bar yaitu sebesar 3002,81 kW dan paling rendah berada pada tekanan *flash tank* 2,6 bar yaitu sebesar 1934,22 kW



Gambar 4.11 Grafik Properti Uap Turbin LP Rancangan 1 dengan Variasi Tekanan *Flash tank*

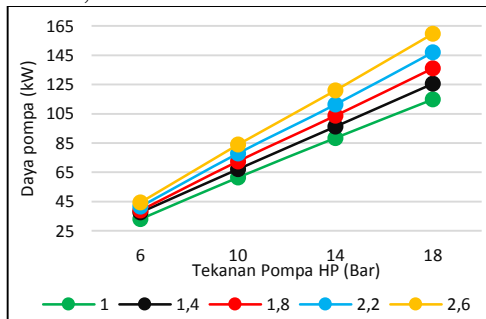
Gambar 4.11 merupakan grafik dari properti uap yang melewati turbin LP. Grafik tersebut menjelaskan mengapa semakin besar tekanan *flash tank* maka semakin besar daya turbin LP. Terlihat bahwa semakin besar tekanan *flash tank* maka semakin kecil massa uap jenuh yang disuplai ke turbin LP. Namun penurunan massa uap jenuh kurang dari 0,1 kg/s sehingga penurunan massa uap tidak mempengaruhi daya turbin LP. Peningkatan selisih entalpi uap turbin semakin besar apabila tekanan *flash tank* semakin besar. Hal tersebut disebabkan karena entalpi uap suplai akan naik dan entalpi keluar turbin semakin turun. Kenaikan selisih entalpi lebih besar dari pada penurunan massa uap suplai sehingga daya turbin LP semakin tinggi bahkan mampu mengkompensasi penurunan turbin HP maka daya turbin total akan naik. Daya turbin LP terbesar terdapat pada tekanan *flash tank* 2,6 bar yaitu sebesar 1859,44 kW dan paling rendah berada pada tekanan *flash tank* 1 bar yaitu sebesar 178,7 kW.

4.4.1.2.c Pengaruh Variasi Tekanan Pompa HP dan *Flash tank* terhadap Daya Turbin, Daya pompa dan Daya netto



Gambar 4.12 Grafik Daya Turbin Total Rancangan 1 dengan Variasi Tekanan Pompa HP dan *Flash tank*

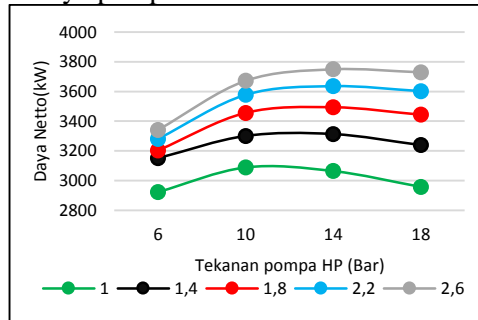
Gambar 4.8 menunjukkan grafik daya turbin hasil simulasi pada variasi tekanan pompa HP dan *flash tank*. Daya turbin tertinggi diperoleh pada variasi tekanan pompa HP 18 bar dan *flash tank* 2,6 bar sebesar 3889,15 kW. Sedangkan daya turbin terendah diperoleh pada variasi tekanan pompa 6 bar dan *flash tank* 1 bar yaitu sebesar 2954,22 kW.



Gambar 4.13 Grafik Daya Pompa Total Rancangan 1 dengan Variasi Tekanan Pompa HP dan *Flash tank*

Gambar 4.13 menunjukkan grafik daya pompa hasil simulasi pada variasi tekanan pompa HP dan *flash tank*. Daya pompa adalah penjumlahan daya pompa HP dan daya pompa LP. Daya pompa tertinggi diperoleh pada variasi tekanan pompa HP 18

bar dan *flash tank* 2,6 bar yaitu sebesar 159,7 kW. Sedangkan daya turbin terendah diperoleh pada variasi tekanan pompa 6 bar dan *flash tank* 1 bar yaitu sebesar 32,88 kW. Sehingga dapat diambil kesimpulan semakin besar tekanan pompa HP dan *flash tank* semakin besar daya pompa.

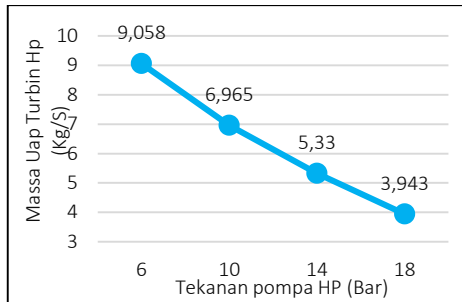


Gambar 4.14 Grafik Daya Netto Rancangan 1 dengan Variasi Tekanan Pompa HP dan *Flash tank*

Gambar 4.14 menunjukkan grafik daya netto hasil simulasi pada variasi tekanan pompa HP dan *flash tank*. Daya netto adalah daya turbin total dikurangi dengan daya pompa total. Daya netto tertinggi diperoleh pada variasi tekanan pompa HP 14 bar dan *flash tank* 2,6 bar yaitu sebesar 3749,39 kW. Sedangkan daya turbin terendah diperoleh pada variasi tekanan pompa 6 bar dan *flash tank* 1 bar yaitu sebesar 2921,34 kW.

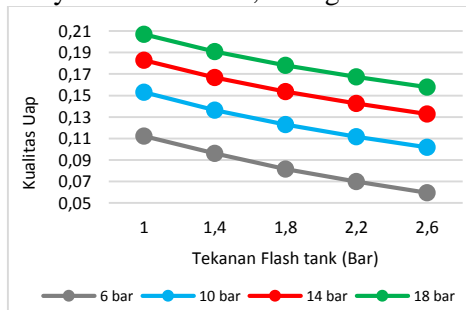
4.4.2 Analisa pada Rancangan 2

4.4.2.1 Pengaruh variasi terhadap Produksi Uap Rancangan 2



Gambar 4.15 Grafik Produksi Uap Turbin HP Rancangan 1

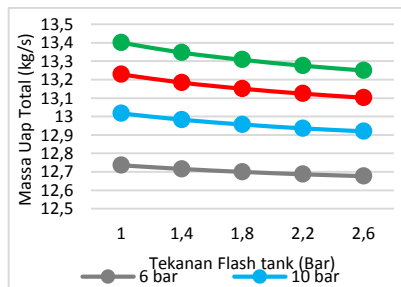
Gambar 4.11 menunjukkan alir massa uap turbin HP yang dihasilkan dari variasi tekanan pompa HP dan tekanan *flash tank*. Sama halnya dengan tren grafik produksi uap primer rancangan 1 dimana setiap perubahan varias *flash tank*, tidak terjadi perubahan pada uap primer. Uap primer akan mengalami perubahan ketika dilakukan variasi pompa HP. Semakin tinggi pompa HP maka semakin rendah alir massa uap primer. Pada produksi uap primer rancangan 2 alir massa terendah terdapat pada 18 bar yaitu sebesar 3,943 kg/s sedangkan alir massa terbesar terdapat pada tekanan pompa HP 6 bar yaitu sebesar 9,058 kg/s.



Gambar 4.16 Grafik Kualitas Uap *Flash tank* Rancangan 2

Gambar 4.12 merupakan grafik kualitas uap yang dihasilkan dari variasi tekanan pompa HP dan tekanan *flash tank*. Sama halnya dengan rancangan 1 jika ditinjau tekanan pompa

konstan semakin besar tekanan *flash tank* semakin kecil kualitas uap. Pada tekanan *flash tank* konstan semakin besar tekanan HP maka semakin besar selisih tekanan ekspansi, sehingga kualitas uap semakin besar. Dari rancangan 2 diperoleh kualitas uap tertinggi dihasilkan pada variasi tekanan pompa HP 18 bar dan tekanan flashtank 1 bar yaitu sebesar 0,2069 atau 20,69%. Sedangkan kualitas uap terendah berada pada variasi tekanan pompa HP 6 bar dan tekanan *flash tank* 2,6 bar yaitu sebesar 0,059 atau 5,9%.

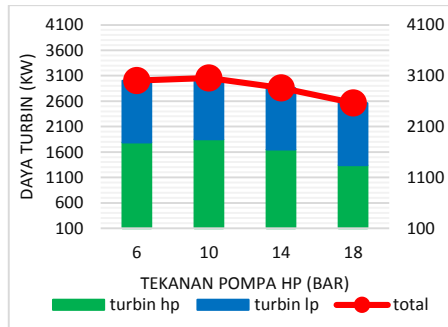


Gambar 4.17 Grafik Massa Uap Total Rancangan 2

Gambar 4.13 merupakan grafik yang menunjukkan besar massa uap total yang dihasilkan dari variasi tekanan pompa HP dan *flash tank*. Sama halnya dengan rancangan 1 pada tekanan pompa HP konstan semakin besar tekanan uap *flash tank* semakin rendah kualitas uap sehingga massa uap jenuh keluaran *flash tank* menjadi lebih kecil. Pada tekanan *flash tank* konstan semakin besar tekanan pompa HP semakin besar massa uap total yang dihasilkan. Produksi massa uap total tertinggi dihasilkan pada variasi tekanan pompa HP 18 bar dan tekanan *flash tank* 1 bar yaitu sebesar 13,401 kg/s. Sedangkan untuk produksi massa uap total tertinggi dihasilkan pada tekanan pompa HP 6 bar dan tekanan *flash tank* 2.6 yaitu sebesar 12,676 kg/s.

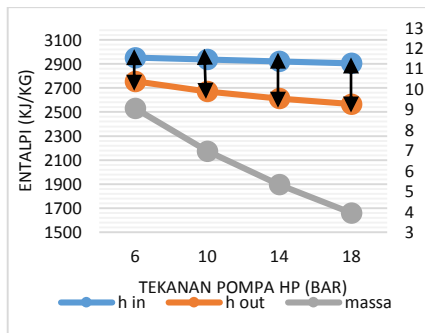
4.4.2.2 Pengaruh Variasi terhadap Performa Rancangan 2

4.4.2.2.a Pengaruh Variasi Tekanan Pompa HP terhadap Daya Turbin



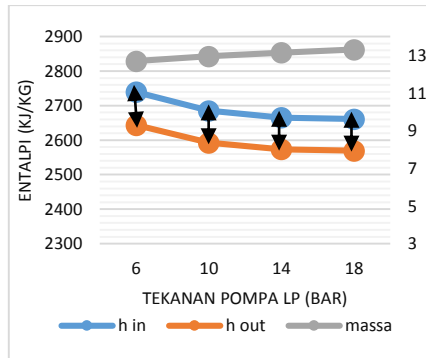
Gambar 4.18 Grafik Daya Turbin Rancangan 2 dengan Variasi Tekanan Pompa HP

Gambar 4.6 merupakan grafik hasil simulasi yang diperoleh dari variasi tekanan pompa HP dengan tekanan *flash tank* dijaga konstan pada 1,8 bar untuk rancangan 2. Sama dengan rancangan 1 semakin besar daya pompa semakin besar daya turbin tetapi pada titik tertentu daya turbin tersebut akan menurun. Pada tekanan pompa HP 6 bar diperoleh daya turbin total sebesar 3001,87 kW lalu naik sampai di titik optimal pada tekanan pompa HP 10 bar sebesar 3053,76 kW.



Gambar 4.19 Grafik Properti Uap Turbin HP Rancangan 2 dengan Variasi Tekanan Pompa HP

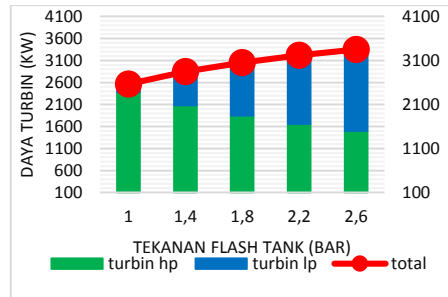
Gambar 4.7 merupakan grafik dari properti uap turbin HP untuk rancangan 2. Sama seperti rancangan 1 semakin besar tekanan pompa HP, massa uap akan semakin turun sedangkan selisih enthalpi membesar. Berbeda dari rancangan 1, rancangan 2 memiliki daya turbin HP tertinggi pada variasi 10 bar. Jadi pada tekanan pompa 10 bar kenaikan selisih entalpi lebih besar daripada penurunan massa uap. Selanjutnya daya turbin akan terus menurun apabila tekanan pompa HP terus dinaikkan. Daya turbin HP terbesar terdapat pada tekanan pompa HP 10 bar yaitu sebesar 1850 kW dan paling rendah berada pada tekanan pompa HP 18 bar yaitu sebesar 1338,43 kW.



Gambar 4.20 Grafik Properti Uap Turbin LP Rancangan 2 dengan Variasi Tekanan Pompa HP

Gambar 4.19 merupakan grafik dari properti uap turbin LP untuk rancangan 2. Sama seperti tren turbin LP rancangan 1 Terlihat bahwa semakin besar tekanan pompa HP, massa uap turbin LP akan semakin naik tetapi tidak signifikan.. Sedangkan untuk selisih enthalpi juga cenderung konstan. Daya turbin LP terbesar terdapat pada tekanan pompa HP 18 bar yaitu sebesar 1223,12 kW dan paling rendah berada pada tekanan pompa HP 10 bar yaitu sebesar 1203,76 kW.

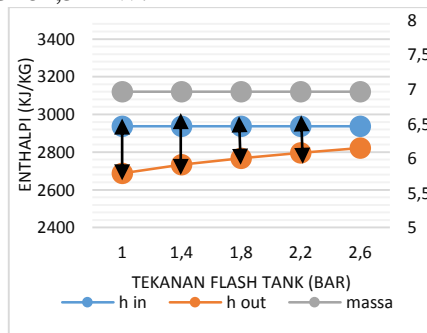
4.4.2.2.b Pengaruh Variasi Tekanan *Flash tank* terhadap Daya Turbin



Gambar 4.21 Grafik Daya Turbin Rancangan 2 dengan Variasi Tekanan *Flash tank*

Pada gambar 4.20 merupakan grafik daya turbin total untuk rancangan 2 yang diperoleh dari variasi *flash tank* dengan tekanan pompa HP dijaga konstan. Tekanan pompa HP dijaga pada nilai 10 bar.

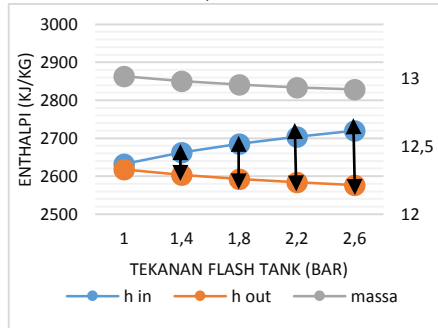
Sama dengan rancangan 1, semakin besar tekanan *flash tank* semakin besar daya turbin. Daya turbin tertinggi diperoleh pada variasi tekanan *flash tank* 2,6 bar sebesar 3793,66 kW. Sedangkan daya turbin terendah diperoleh pada variasi *flash tank* 1 bar sebesar 3181,51 kW.



Gambar 4.22 Grafik Properti Uap Turbin HP Rancangan 2 dengan Variasi Tekanan *Flash tank*

Gambar 4.20 merupakan grafik dari properti uap turbin HP untuk rancangan 2. Sama dengan rancangan 1 bahwa semakin

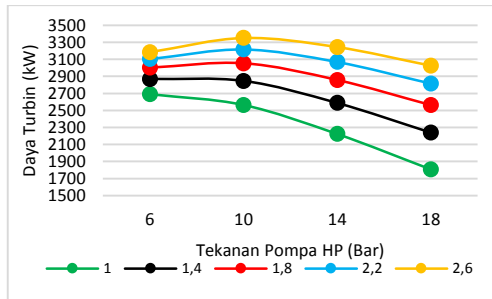
besar tekanan *flash tank* mengakibatkan daya turbin menurun. Daya turbin HP terbesar terdapat pada tekanan *flash tank* 1 bar yaitu sebesar 2382,4 kW dan paling rendah berada pada tekanan *flash tank* 2,6 bar yaitu sebesar 1497,49 kW



Gambar 4.23 Grafik Properti Uap Turbin LP Rancangan 2 dengan Variasi Tekanan *Flash tank*

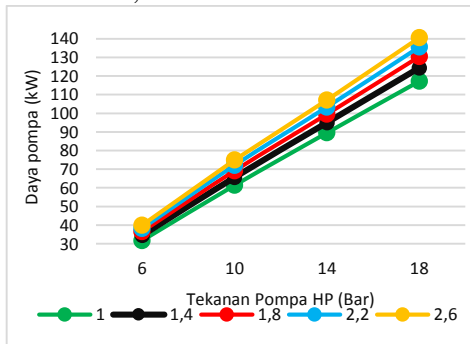
Gambar 4.21 merupakan grafik dari properti uap yang melewati turbin LP pada rancangan 2. Terlihat bahwa semakin besar tekanan *flash tank* maka semakin kecil massa uap jenuh yang disuplai ke turbin LP. Secara umum sama seperti rancangan 1 dimana pada kenaikan tekanan *flash tank* kenaikan selisih entalpi lebih besar dari pada penurunan massa uap suplai sehingga daya turbin LP. Daya turbin LP terbesar terdapat pada tekanan *flash tank* 2,6 bar yaitu sebesar 1854,33 kW dan paling rendah berada pada tekanan *flash tank* 1 bar yaitu sebesar 181,19 kW.

4.4.1.2.c Hasil Variasi Tekanan Pompa HP dan *Flash Tank* terhadap Daya Turbin, Daya pompa dan Daya netto



Gambar 4.24 Grafik Daya Turbin Total Rancangan 2 dengan Variasi Tekanan Pompa HP dan *Flash tank*

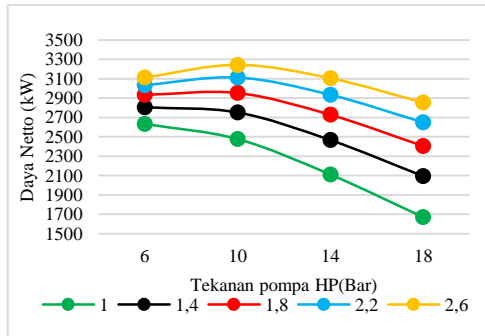
Gambar 4.16 menunjukkan grafik daya turbin hasil simulasi pada variasi tekanan pompa HP dan *flash tank*. Daya turbin tertinggi diperoleh pada variasi tekanan pompa HP 10 bar dan *flash tank* 2,6 bar sebesar 3318,27 kW. Sedangkan daya turbin terendah diperoleh pada variasi tekanan pompa 18 bar dan *flash tank* 1 bar sebesar 1789,92 kW.



Gambar 4.25 Grafik Daya Pompa Total Rancangan 2 dengan Variasi Tekanan Pompa HP dan *Flash Tank*

Gambar 4.23 menunjukkan grafik daya pompa hasil simulasi pada variasi tekanan pompa HP dan *flash tank* rancangan 2. Daya pompa tertinggi diperoleh pada variasi tekanan pompa HP 18 bar dan *flash tank* 2,6 bar yaitu sebesar 140,48 kW. Sedangkan

daya pompa terendah diperoleh pada variasi tekanan pompa 6 bar dan *flash tank* 1 bar yaitu sebesar 31,69 kW. Sama seperti rancangan 1 semakin besar tekanan pompa HP dan *flash tank* semakin besar daya pompa.



Gambar 4.26 Grafik Daya Netto Rancangan 2 dengan Variasi Tekanan Pompa HP dan *Flash Tank*

Gambar 4.24 menunjukkan grafik daya netto hasil simulasi pada variasi tekanan pompa HP dan *flash tank* rancangan 2. Daya netto tertinggi diperoleh pada variasi tekanan pompa HP 10 bar dan *flash tank* 2,6 bar yaitu sebesar 3243,33 kW. Sedangkan daya turbin terendah diperoleh pada variasi tekanan pompa 18 bar dan *flash tank* 1 bar yaitu sebesar 1672,79 kW.

4.5 Analisis Perbandingan Rancangan 1 dan 2

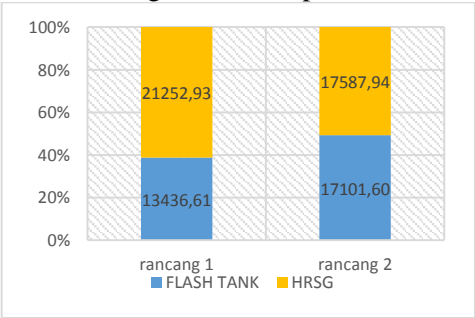
Setelah melakukan variasi tekanan pompa HP dan *flash tank* pada kedua rancangan dapat diketahui beberapa persamaan dan perbedaan. Jika dilihat persamaannya kedua rancangan maka dapat dilihat dari tren grafik yang telah dibahas sebelumnya. Tren hasil daya turbin, massa uap turbin HP, kualitas uap *flash tank*, massa uap turbin LP dan daya pompa semuanya memiliki tren yang sama. Pada dasarnya sistem pembangkit kedua rancangan sama hanya saja sumber panas terpisah dan yang tercampur akan

membedakan suhu maksimal uap masuk turbin HP. Berikut adalah beberapa perbedaan dari kedua rancangan.

Tabel 4.4 Perbedaan Produksi uap dan Performa Rancangan 1 dan 2

No	Properti	satuan	rancangan 1	rancangan 2	tekanan pompa (bar)	tekanan flash tank (bar)
1	suhu uap maksimum	Celcius	305	247,14	10	1,8
2	massa uap HRSG	kg/s	7,22	5,33	10	1,8
3	massa uap flash tank	kg/s	4,446	5,991	10	1,8
4	daya netto	kW	3455,39	2954,26	10	1,8

Pada poin 1 suhu uap maksimum masuk keluaran HRSG pada rancangan 1 mencapai 305°C sedangkan pada rancangan 2 hanya mencapai 247,14. Hal tersebut disebabkan perbedaan suhu sumber panas dimana keluaran excess air mencapai 310°C dan keluaran raw mill hanya sekitar 167°C. Jika kedua sumber panas tercampur maka akan terjadi penurunan suhu dari gas yang tercampur tersebut. Untuk perbedaan pada poin 2,3,dan 4 perlu diketahui grafik berikut agar mudah dipahami.



Gambar 4.27 Grafik distribusi panas pada rancangan 1 dan 2 pada tekanan 10 bar

Seperti diketahui sebelumnya pada rancangan 1 dan 2 memiliki 2 pembangkit uap yaitu HRSG dan *flash tank*. Pada grafik diatas menunjukkan bahwa HRSG rancangan 1 lebih mampu menyerap panas sehingga menyisakan lebih sedikit panas untuk *flash tank* daripada rancangan 2. Distribusi panas tersebut berlaku juga pada variasi tekanan pompa HP lainnya. HRSG memiliki kemampuan membangkitkan uap yang lebih baik dari *flash tank*. Uap yang disuplai dari HRSG adalah uap dengan massa dan entalpi yang tinggi sedangkan uap flashtank adalah uap pada kondisi jenuh dan massa alirnya kecil. Maka dari itu pada rancangan 1 uap massa uap HRSG memiliki massa yang lebih tinggi yaitu sebesar 7,22 kg/s sekaligus suhu yang tinggi yaitu 305°C dari pada massa uap HRSG pada rancangan 2 yang memiliki massa sebesar 5,33 kg/s dan suhu mencapai 247,14°C. Massa uap *flash tank* rancangan 2 memiliki massa yang lebih tinggi yaitu 5,99 kg/s dari pada massa uap *flash tank* rancangan 1 yang hanya 4,446 kg/s. Meski suplai uap jenuh rancangan 2 lebih dari rancangan 1 besar tetapi keduanya memiliki entalpi yang sama. Sehingga dapat dikatakan HRSG jauh lebih efisien dari pada *flash tank*. Pada tekanan pompa HP dan *flash tank* yang sama juga daya netto rancangan 1 selalu lebih besar dari pada rancangan 2 meskipun Qin kedua sistem sama. Hal tersebut terjadi karena kecenderungan distribusi panas yang berbeda diantara keduanya.

$$\eta = \left(1 - \frac{T_c}{T_h}\right) \times 100\%$$

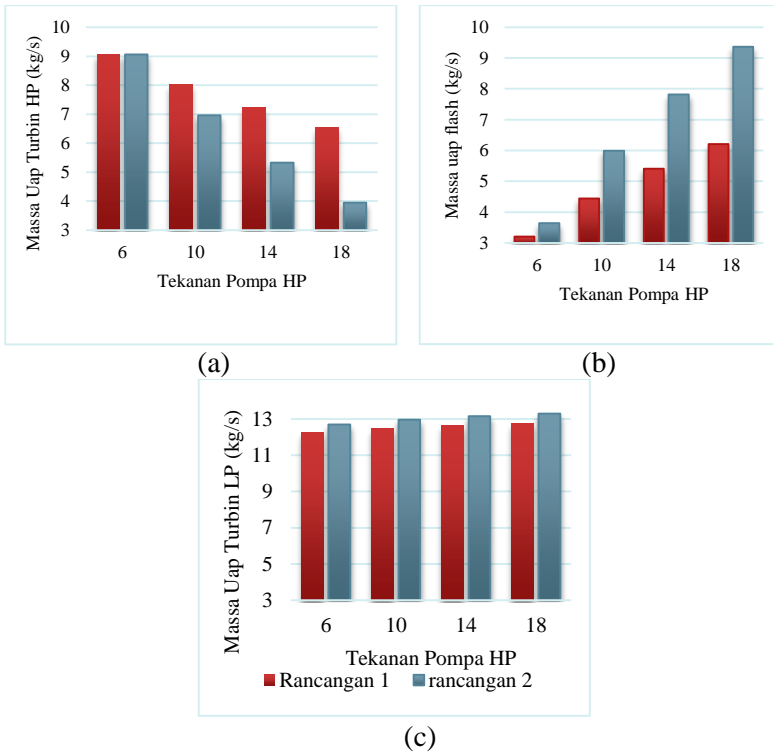
Persamaan diatas merupakan persamaan efisiensi mesin carnot. Sistem yang akan ditinjau adalah sistem turbin. T_c merupakan suhu reservoir dingin dan T_h merupakan suhu reservoir panas. Inlet turbin HP merupakan reservoir suhu tinggi sedangkan outlet turbin LP adalah reservoir suhu rendah. Reservoir suhu tinggi pada rancangan 1 memiliki suhu 305°C sedangkan pada rancangan 2 memiliki suhu sebesar 247,14°C. Untuk reservoir suhu rendah keduanya berada pada suhu 96,69°C pada tekanan kondensor 0,9 bar. Pada persamaan efisisensi siklus carnot terlihat

bahwa semakin besar selisih suhu antara reservoir suhu atas dan suhu tinggi maka efisiensi juga semakin tinggi. karena selisih suhu reservoir pada rancangan 1 lebih tinggi daripada rancangan 2 jelas menunjukkan bahwa rancangan 1 memiliki efisiensi yang lebih tinggi. Dengan Q_{in} yang sama dan efisiensi siklus lebih tinggi maka daya output rancangan 1 akan lebih besar daripada daya output rancangan 2

Keluaran raw mill memiliki potensi panas yang jauh lebih kecil dari pada keluaran excess air. Hal tersebut terlihat pada massa yang hanya mencapai 90,84 kg/s dan suhunya 1630C. Keluaran raw mill memberi pengaruh berbeda terhadap 2 rancangan. Apabila hanya menggunakan keluaran excess pada tekanan pompa HP 10 bar dan tekanan *flash tank* 1,8 bar sistem WHRPG memiliki daya netto sebesar 3326,29 kW. Pada variasi tersebut rancangan 1 menghasilkan daya netto sebesar 3455,39 kW sedangkan rancangan 2 sebesar 2954,26 kW. Pada rancangan 1 dengan keluaran raw mill mampu menambah daya netto sebesar 129,1 kW sedangkan rancangan 2 keluaran raw mill malah membuat daya netto berkurang sebesar 372,03 kW. Bertambahnya daya netto pada rancangan 1 terjadi karena penambahan raw mill dipisah dengan excess air dan hanya mensuplai panas untuk *flash tank*. Pada rancangan 2 penambahan panas raw mill malah mengurangi daya netto karena suhu tertinggi uap jauh menurun. Suhu yang rendah membuat panas untuk membangkitkan uap utama menjadi lebih kecil dan distribusi panas untuk massa ke *flash tank* menjadi lebih besar, sehingga suhu maksimum dan massa uap utama menjadi lebih kecil.

4.5.1 Perbandingan Performa Variasi Tekanan Pompa HP

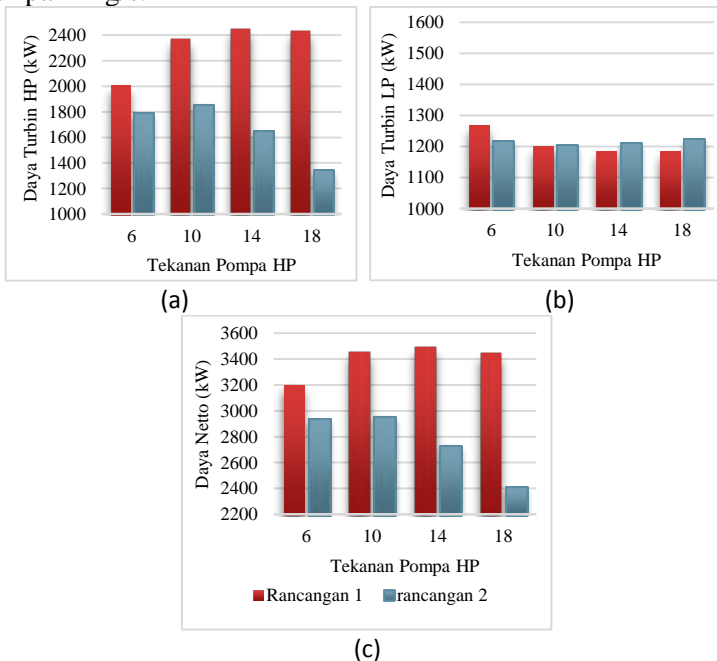
Perbandingan performa rancangan WHRPG dengan variasi tekanan HP dan tekanan *flash tank* konstan pada 1,8 bar, dapat dilihat pada grafik dibawah ini.



Gambar 4.28 Grafik Produksi Uap Variasi Tekanan Pompa HP
(a) Produksi uap turbin HP, (b) Produksi Uap *flash tank*, dan (c) massa Uap turbin LP

Gambar 4.26 merupakan grafik perbandingan produksi uap untuk variasi tekanan pompa HP. Semakin tinggi tekanan pompa maka semakin kecil panas yang diserap untuk membangkitkan uap utama. Dari grafik tersebut diketahui massa uap turbin HP rancangan 1 selalu lebih besar daripada rancangan 2. Hal tersebut disebabkan pada rancangan 2 panas yang diserap untuk membangkitkan uap ke turbin HP lebih kecil daripada rancangan 1 dan suhu maksimum uap pada rancangan 2 juga lebih rendah. Pada uap *flash tank* rancangan 2 selalu lebih besar daripada

rancangan 1. Hal tersebut terjadi karena distribusi panas untuk uap *flash tank* pada rancangan 2 selalu lebih besar daripada rancangan 1. Selain itu kualitas uap *flash tank* pada rancangan 2 selalu lebih tinggi karena kondisi air masuk *flash tank* semuanya berupa cair jenuh. Sedangkan untuk rancangan 1 terdapat massa air dari waterheater yang suhunya tidak pernah sampai ke kondisi cair jenuh. Untuk turbin LP massa uap total yang disuplai rancangan 2 selalu lebih besar daripada rancangan 1 meskipun selisihnya tidak sampai 1 kg/s.



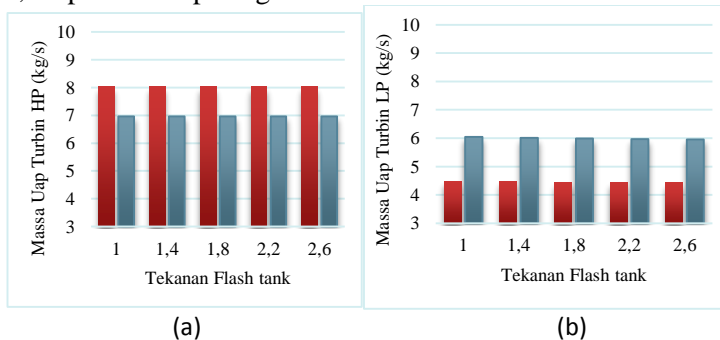
Gambar 4.29 Grafik Performa Variasi Tekanan Pompa HP (a) Daya turbin HP, (b) Daya Turbin LP, dan (c) Daya netto

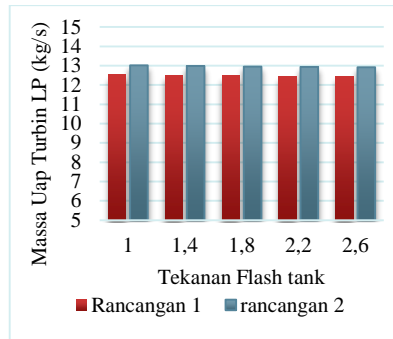
Gambar 4.27 merupakan grafik perbandingan performa WHRPG untuk variasi tekanan pompa HP dan tekanan *flash tank* dijaga pada 1,8 bar. Terlihat pada grafik diatas bahwa daya netto yang diperoleh oleh rancangan 2 selalu lebih rendah. Panas yang

diserap untuk membangkitkan uap utama pada rancangan 2 selalu lebih rendah daripada rancangan 1 sehingga massa uap turbin HP rancangan 2 lebih rendah dan suhu maksimum juga rendah. Untuk daya turbin LP rancangan 1 dan 2 terlihat berimbang. Pada rancangan 2 massa uap tambahan dari *flash tank* selalu lebih besar dari pada rancangan 1, sehingga massa uap total akan jadi lebih berimbang, dimana sebelumnya pada turbin LP massa uap rancangan 1 selalu lebih unggul. Selisih entalpi juga cenderung seimbang karena selisih tekanan flashtank yang hanya 1,8 - 0,9 bar saja. Daya netto tertinggi rancangan 1 berada pada tekanan pompa HP 14 bar dan rancangan 2 berada 10 bar. Karena suhu maksimum uap rancangan 1 yang tinggi sehingga baru pada tekanan 14 bar keluaran turbin HP mencapai titik uap jenuh, dimana pada titik tersebut selisih entalpi berada pada titik maksimum. Pada rancangan 2 suhu maksimum uap jauh lebih rendah sehingga pada tekanan pompa HP 10 bar keluaran turbin HP sudah mencapai titik uap jenuh, apabila terus dinaikkan maka kondisi uap keluaran turbin menjadi fase campuran, dimana selisih entalpi mulai cenderung konstan.

4.5.2 Perbandingan Performa Variasi Tekanan *Flash Tank*

Perbandingan performa rancangan WHRPG dengan variasi tekanan *flash tank* dan tekanan pompa HP konstan pada 10 bar, dapat dilihat pada grafik dibawah ini.

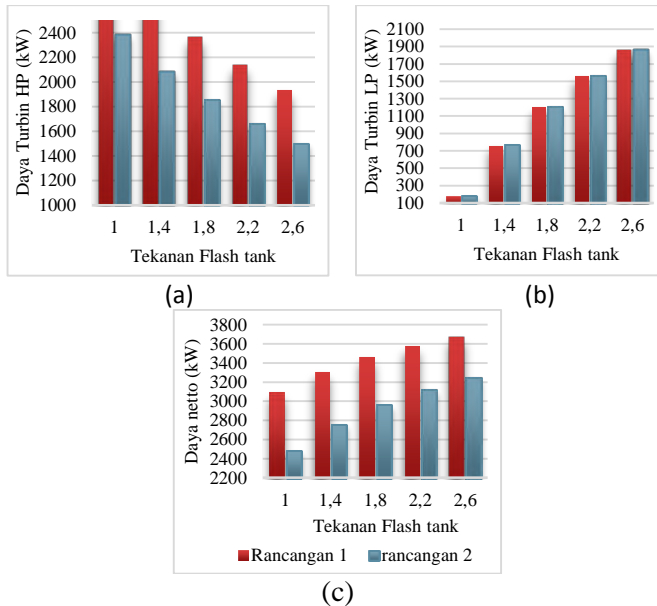




(c)

Gambar 4.30 Grafik Produksi Uap Variasi Tekanan *Flash tank*
 (a) Massa uap turbin HP, (b) Produksi Uap *flash tank*, dan (c)
 Massa Uap turbin LP

Gambar 4.27 merupakan grafik perbandingan produksi uap untuk variasi tekanan *flash tank*. Perubahan tekanan *flash tank* tidak merubah suplai uap turbin HP, karena tekanan di HRSG berbeda dengan di *flash tank*. Uap suplai Turbin HP hanya dipengaruhi oleh perubahan tekanan pompa HP. Untuk produksi uap *flash tank* sama semakin tinggi tekanan *flash tank* maka suplai uap dari *flash tank* akan semakin menurun, meskipun tidak signifikan. Sama halnya dengan variasi tekanan pompa HP uap suplai *flash tank* rancangan 2 selalu lebih tinggi dibandingkan rancangan 1. Untuk massa turbin LP rancangan 2 selalu lebih tinggi daripada rancangan 1 meskipun rancangan 2 lebih rendah pada massa uap turbin HP. Selisih massa uap turbin LP antara rancangan 1 dan 2 tidak terlalu besar, tidak mencapai 1 kg/s.



Gambar 4.31 Grafik Performa Variasi Tekanan *Flash tank* (a)

Daya turbin HP, (b) Daya Turbin LP, dan (c) Daya netto

Gambar 4.29 merupakan grafik perbandingan performa WHRPG untuk variasi tekanan *flash tank* dan tekanan pompa HP dijaga pada 10 bar. Untuk daya turbin HP semakin besar tekanan *flash tank* maka semakin kecil daya turbin HP. Daya turbin HP rancangan 1 selalu lebih tinggi daripada rancangan 2, karena uap suplai HRSG dan suhu maksimum uap rancangan 1 selalu lebih tinggi daripada rancangan 2. Daya turbin LP kedua rancangan cenderung seimbang karena selisih massa uap turbin LP antara rancangan 1 dan 2 cukup kecil, begitu juga dengan selisih entalpi yang cenderung sama. Untuk daya netto rancangan 1 selalu lebih besar karena memiliki daya turbin HP yang lebih besar, sedangkan daya turbin LP keduanya berimbang. Meskipun semakin tinggi tekanan flash tank daya turbin akan naik, tetapi kualitas uap jenuh keluaran turbin LP akan semakin rendah uap terendah yang bisa keluar dari turbin. Massa cair air jenuh makin tinggi, maka turbin akan semakin cepat rusak. Turbin memiliki spesifikasi tersendiri

dalam kualitas terendah yang diperbolehkan keluar dari turbin. Kisaran kualitas uap keluar turbin LP tank dari semua variasi yang dilakukan adalah sebesar 94,4%-100%.

LAMPIRAN A

Heat and Mass Balance Sistem 1 pada Tekanan Pompa HP 6 Bar							
Komponen	Properties	Satuan	Variasi Tekanan Flash Tank				
			1	1,4	1,8	2,2	2,6
Economizer	tekanan air masuk	Bar	6	6	6	6	6
	Suhu air masuk	°C	80,25	89,97	98,47	106,15	113,28
	Suhu air keluar	°C	158,8	158,8	158,8	158,8	158,8
	Suhu gas masuk	°C	173,8	173,8	173,8	173,8	173,8
	Suhu gas keluar	°C	120	120	120	120	120
	Massa air masuk	kg/s	25,362	31,11	32,905	37,647	43,479
	Massa gas masuk	kg/s	154	154	154	154	154
	Heat duty	kW	8468,64	8468,64	8468,64	8468,64	8468,64
Evaporator	Suhu gas masuk	°C	292,27	292,27	292,27	292,27	292,27
	Suhu gas keluar	°C	173,8	173,8	173,8	173,8	173,8
	Suhu evaporasi	°C	158,83	158,83	158,83	158,83	158,83
	tekanan air masuk	Bar	6	6	6	6	6
	Massa air	kg/s	9,071	9,071	9,071	9,071	9,071
	Heat duty	kW	18920,09	18920,09	18920,09	18920,09	18920,09
Superheater	Suhu uap masuk	°C	158,83	158,83	158,83	158,83	158,83
	Suhu uap keluar	°C	305	305	305	305	305
	Suhu gas masuk	°C	310	310	310	310	310
	Massa uap	kg/s	9,071	9,071	9,071	9,071	9,071
	Massa gas masuk	kg/s	154	154	154	154	154
	Heat duty	kW	2869,34	2869,34	2869,34	2869,34	2869,34
Turbin HP	Suhu uap masuk	°C	305	305	305	305	305
	Suhu uap keluar	°C	143,89	169,49	189,92	207,08	221,95
	Tekanan uap masuk	Bar	6	6	6	6	6
	Tekanan uap keluar	Bar	1	1,4	1,8	2,2	2,6
	Massa uap	kg/s	9,071	9,071	9,071	9,071	9,071

	Daya turbin	kW	2794,2 8	23355, 96	2004,6 1	1708,6	1451,2 3
	Efisiensi		0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
	Kondisi uap keluar		SPH	SPH	SPH	SPH	SPH
Turbin LP	Suhu uap masuk	°C	132,1	153,49	170,5	184,77	197,13
	Suhu uap keluar	°C	123,92	118,86	115,69	113,53	111,96
	Tekanan uap masuk	Bar	1	1,4	1,8	2,2	2,6
	Tekanan uap keluar	Bar	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
	Massa uap	kg/s	12,306	12,281	12,274	12,264	12,255
	Daya turbin	kW	189,78	802,38	1268,4 9	1647,0 4	1967,6 9
	Efisiensi		0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
	Tekanan kondensor	Bar	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
Kondensor	Suhu uap masuk	°C		118,86	115,69	113,53	111,96
	Massa uap masuk	kg/s	12,306	12,281	12,274	12,264	12,255
	Kualitas uap masuk		1	1	1	1	1
	Suhu air keluar	°C	35	35	35	35	35
	Suhu pendingin masuk	°C	28	28	28	28	28
	Suhu pendingin keluar	°C	78,59	78,29	78,13	78,01	77,91
	Massa air pendingin	kg/s	150	150	150	150	150
	Heat duty	kW	31733, 93	31545, 58	31449, 2	31369, 93	31308, 57
Waterheater	Suhu gas masuk	°C	163	163	163	163	163
	Suhu gas keluar	°C	120	120	120	120	120
	Massa gas masuk	kg/s	90,845	90,845	90,845	90,845	90,845
	Suhu air masuk	°C	80,25	89,97	98,47	106,15	113,28
	Suhu air keluar	°C	148	148	148	148	148
	Massa air	kg/s	15,426	17,959	21,003	24,854	29,916
	tekanan air masuk	Bar	6	6	6	6	6
	Heat duty	kW	4431,3 7	4431,3 7	4431,3 7	4431,3 7	4431,3 7
Flasher tank	Kualitas uap		0,1019 8	0,0778 2	0,0713	0,0596 6	0,0493 7

	Massa uap jenuh	kg/s	3,234	3,211	3,205	3,194	3,183
	Massa cair jenuh	kg/s	28,478	38,053	41,747	50,347	61,287
	Tekanan flash tank	Bar	1	1,4	1,8	2,2	2,6
	Suhu flash tank	°C	99,62	109,3	116,9	123,3	128,7
Pompa LP	Suhu air masuk	°C	35	35	35	35	35
	Suhu air keluar	°C	35,01	35,01	35,01	35,01	35,02
	tekanan air masuk	Bar	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
	Tekanan air keluar	Bar	1	1,4	1,8	2,2	2,6
	Massa air	kg/s	12,306	12,281	12,274	12,264	12,255
	Efisiensi		0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
	Daya pompa	kW	0,28	1,37	2,22	2,88	3,78
Pompa HP	Suhu air masuk	°C	80,19	89,91	98,4	106,09	113,23
	Suhu air keluar	°C	80,25	89,97	98,47	106,15	113,28
	tekanan air masuk	Bar	1	1,4	1,8	2,2	2,6
	Tekanan air keluar	Bar	6	6	6	6	6
	Massa air	kg/s	40,789	46,814	53,937	62,501	73,394
	Efisiensi		0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
	Daya pompa	kW	32,61	34,59	36,54	38,45	40,55

Heat and Mass Balance Sistem 1 pada Tekanan Pompa HP 10 Bar

Komponen	Properties	Satuan	Variasi Tekanan Flash Tank				
			1	1,4	1,8	2,2	2,6
Economizer	tekanan air masuk	Bar	10	10	10	10	10
	Suhu air masuk	°C	81,29	90,6	98,56	105,68	112,25
	Suhu air keluar	°C	179,88	179,88	179,88	179,88	179,88
	Suhu gas masuk	°C	194,88	194,88	194,88	194,88	194,88
	Suhu gas keluar	°C	120	120	120	120	120
	Massa air masuk	kg/s	28,001	30,869	33,831	37,017	40,546
	Massa gas masuk	kg/s	154	154	154	154	154
	Heat duty	kW	11804,61	11804,61	11804,61	11804,61	11804,61

Evaporator	Suhu gas masuk	°C	295,86	295,86	295,86	295,86	295,86
	Suhu gas keluar	°C	194,88	194,88	194,88	194,88	194,88
	Suhu evaporasi	°C	179,89	179,89	179,89	179,89	179,89
	tekanan air masuk	Bar	10	10	10	10	10
	Massa air	kg/s	8,024	8,024	8,024	8,024	8,024
	Heat duty	kW	16164,04	16164,04	16164,04	16164,04	16164,04
Superheater	Suhu uap masuk	°C	179,89	179,89	179,89	179,89	179,89
	Suhu uap keluar	°C	305	305	305	305	305
	Suhu gas masuk	°C	310	310	310	310	310
	Massa uap	kg/s	8,024	8,024	8,024	8,024	8,024
	Massa gas masuk	kg/s	154	154	154	154	154
	Heat duty	kW	2289,08	2289,08	2289,08	2289,08	2289,08
Turbin HP	Suhu uap masuk	°C	305	305	305	305	305
	Suhu uap keluar	°C	106,01	130,01	148,61	163,96	177,28
	Tekanan uap masuk	Bar	10	10	10	10	10
	Tekanan uap keluar	Bar	1	1,4	1,8	2,2	2,6
	Massa uap	kg/s	8,024	8,024	8,024	8,024	8,024
	Daya turbin	kW	3002,81	2642,76	2364,14	2134,08	1859,44
	Efisiensi		0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
	Kondisi uap keluar		SPH	SPH	SPH	SPH	SPH
Turbin LP	Suhu uap masuk	°C	103,71	122,53	137,14	149,21	159,65
	Suhu uap keluar	°C	96,69	96,69	96,69	96,69	96,69
	Tekanan uap masuk	Bar	1	1,4	1,8	2,2	2,6
	Tekanan uap keluar	Bar	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
	Massa uap	kg/s	12,512	12,488	12,47	12,456	12,445
	Daya turbin	kW	178,7	757,94	1199,23	1557,17	
	Efisiensi		0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
	Tekanan kondensor	Bar	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
Kondensor	Suhu uap masuk	°C	96,69	96,69	96,69	96,69	96,69

	Massa uap masuk	kg/s	12,512	12,488	12,47	12,456	12,445
	Kualitas uap masuk						
	Suhu air keluar	°C	35	35	35	35	35
	Suhu pendingin masuk	°C	28	28	28	28	28
	Suhu pendingin keluar	°C	78,15	77,97	77,72	77,53	77,37
	Massa air pendingin	kg/s	150	150	150	150	150
	Heat duty	kW	31560,59	31347,85	31190,2	31067,34	30970,72
Water heater	Suhu gas masuk	°C	163	163	163	163	163
	Suhu gas keluar	°C	120	120	120	120	120
	Massa gas masuk	kg/s	90,845	90,845	90,845	90,845	90,845
	Suhu air masuk	°C	81,29	90,6	98,56	105,68	112,25
	Suhu air keluar	°C	148	148	148	148	148
	Massa air	kg/s	15,665	18,18	21,079	24,588	29,064
	tekanan air masuk	Bar	10	10	10	10	10
	Heat duty	kW	4431,37	4431,37	4431,37	4431,37	4431,37
Flasher tank	Kualitas uap		0,1259	0,10881	0,0948	0,08271	0,07179
	Massa uap jenuh	kg/s	4,489	4,464	4,446	4,432	4,421
	Massa cair jenuh	kg/s	31,157	36,56	42,439	49,15	57,162
	Tekanan flash tank	Bar	1	1,4	1,8	2,2	2,6
	Suhu flash tank	°C	99,62	109,3	116,9	123,3	128,7
Pompa LP	Suhu air masuk	°C	35	35	35	35	35
	Suhu air keluar	°C	35,01	35,01	35,01	35,01	35,01
	tekanan air masuk	Bar	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
	Tekanan air keluar	Bar	1	1,4	1,8	2,2	2,6
	Massa air	kg/s	12,512	12,488	12,47	12,456	12,445
	Efisiensi		0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
	Daya pompa	kW	0,28	1,14	2,24	2,93	3,78
Pompa HP	Suhu air masuk	°C	81,16	90,48	98,56	105,56	112,13
	Suhu air keluar	°C	81,29	90,6	98,56	105,68	112,25

	tekanan air masuk	Bar	1	1,4	1,8	2,2	2,6
	Tekanan air keluar	Bar	10	10	10	10	10
	Massa air	kg/s	43,666	49,049	54,91	61,605	69,607
	Efisiensi		0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
	Daya pompa	kW	61,03	65,6	70,09	74,82	80,16

<i>Heat and Mass Balance Sistem 1 pada Tekanan Pompa HP 14 Bar</i>							
Komponen	Properties	Satuan	Variasi Tekanan Flash Tank				
			1	1,4	1,8	2,2	2,6
Economizer	tekanan air masuk	Bar	14	14	14	14	14
	Suhu air masuk	°C	81,62	90,74	98,49	105,38	111,73
	Suhu air keluar	°C	195,04	195,04	195,04	195,04	195,04
	Suhu gas masuk	°C	210,04	210,04	210,04	210,04	210,04
	Suhu gas keluar	°C	120	120	120	120	120
	Massa air masuk	kg/s	29,162	31,651	34,13	36,692	39,419
	Massa gas masuk	kg/s	154	154	154	154	154
Evaporator	Heat duty	kW	14210,51	14210,51	14210,51	14210,51	14210,51
	Suhu gas masuk	°C	298,27	298,27	298,27	298,27	298,27
	Suhu gas keluar	°C	210,04	210,04	210,04	210,04	210,04
	Suhu evaporasi	°C	195,05	195,05	195,05	195,05	195,05
	tekanan air masuk	Bar	14	14	14	14	14
	Massa air	kg/s	7,222	7,222	7,222	7,222	7,222
	Heat duty	kW	14146,41	14146,41	14146,41	14146,41	14146,41
Superheater	Suhu uap masuk	°C	195,05	195,05	195,05	195,05	195,05
	Suhu uap keluar	°C	305	305	305	305	305
	Suhu gas masuk	°C	310	310	310	310	310
	Massa uap	kg/s	7,222	7,222	7,222	7,222	7,222
	Massa gas masuk	kg/s	154	154	154	154	154
	Heat duty	kW	1900,3	1900,3	1900,3	1900,3	1900,3

Turbin HP	Suhu uap masuk	°C	305	305	305	305	305
	Suhu uap keluar	°C	99,61	109,29	122,33	137,2	149,91
	Tekanan uap masuk	Bar	14	14	14	14	14
	Tekanan uap keluar	Bar	1	1,4	1,8	2,2	2,6
	Massa uap	kg/s	7,222	7,222	7,222	7,222	7,222
	Daya turbin	kW	2924,38	2691,66	2448,31	2248,63	2078,62
	Efisiensi		0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
	Kondisi uap keluar		0,9824	0,995	SPH	SPH	SPH
Turbin LP	Suhu uap masuk	°C	99,61	109,26	120	131,19	140,74
	Suhu uap keluar	°C	96,69	96,69	96,69	96,69	96,69
	Tekanan uap masuk	Bar	1	1,4	1,8	2,2	2,6
	Tekanan uap keluar	Bar	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
	Massa uap	kg/s	12,675	12,646	12,625	12,608	12,595
	Daya turbin	kW	178,07	751,58	1185,27	1535,89	1830,94
	Efisiensi		0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
Kondensor	Tekanan kondensor	Bar	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
	Suhu uap masuk	°C	96,69	96,69	96,69	96,69	96,69
	Massa uap masuk	kg/s	12,675	12,646	12,625	12,608	12,595
	Kualitas uap masuk		0,9858	0,9795	0,975	0,9693	0,9684
	Suhu air keluar	°C	35	35	35	35	35
	Suhu pendingin masuk	°C	28	28	28	28	28
	Suhu pendingin keluar	°C	78,35	77,95	77,6		77,24
	Massa air pendingin	kg/s	150	150	150	150	150
	Heat duty	kW	31584,16	31333,53	31151,5	31007,73	30890,92
Waterheater	Suhu gas masuk	°C	163	163	163	163	163
	Suhu gas keluar	°C	120	120	120	120	120
	Massa gas masuk	kg/s	90,845	90,845	90,845	90,845	90,845
	Suhu air masuk	°C	81,62	90,74	98,49	105,38	111,73

	Suhu air keluar	°C	148	148	148	148	148
	Massa air	kg/s	15,758	18,229	21,062	24,424	28,662
	tekanan air masuk	Bar	14	14	14	14	14
	Heat duty	kW	4431,4 7	4431,4 7	4431,4 7	4431,4 7	4431,4 7
Flasher tank	Kualitas uap		0,1446 8	0,1271 4	0,1126 7	0,0999 5	0,0882 9
	Massa uap jenuh	kg/s	5,453	5,424	5,404	5,387	5,374
	Massa cair jenuh	kg/s	32,237	37,236	42,56	48,508	55,491
	Tekanan flash tank	Bar	1	1,4	1,8	2,2	2,6
	Suhu flash tank	°C	99,62	109,3	116,9	123,3	128,7
Pompa LP	Suhu air masuk	°C	35	35	35	35	35
	Suhu air keluar	°C	35	35,01	35,01	35,01	35,02
	tekanan air masuk	Bar	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
	Tekanan air keluar	Bar	1	1,4	1,8	2,2	2,6
	Massa air	kg/s	12,675	12,646	12,625	12,608	12,595
	Efisiensi		0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
	Daya pompa	kW	0,28	1,41	2,26	2,96	3,82
Pompa HP	Suhu air masuk	°C	81,62	90,58	98,3	105,2	111,55
	Suhu air keluar	°C	81,62	90,74	98,49	105,38	111,73
	tekanan air masuk	Bar	1	1,4	1,8	2,2	2,6
	Tekanan air keluar	Bar	14	14	14	14	14
	Massa air	kg/s	44,91	49,88	55,182	61,116	68,082
	Efisiensi		0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
	Daya pompa	kW	88,07	94,69	101,26	108,28	117,1

Heat and Mass Balance Sistem 1 pada Tekanan Pompa HP 18 Bar							
Komponen	Properties	Satuan	Variasi Tekanan Flash Tank				
			1	1,4	1,8	2,2	2,6
Economizer	tekanan air masuk	Bar	18	18	18	18	18
	Suhu air masuk	°C	81,76	90,76	98,38	105,15	111,38
	Suhu air keluar	°C	207,1	207,1	207,1	207,1	207,1

	Suhu gas masuk	°C	222,1	222,1	222,1	222,1	222,1
	Suhu gas keluar	°C	120	120	120	120	120
	Massa air masuk	kg/s	15,786	18,24	34,248	36,461	38,764
	Massa gas masuk	kg/s	154	154	154	154	154
	Heat duty	kW	16130,48	16130,48	16130,48	16130,48	16130,48
Evaporator	Suhu gas masuk	°C	3008,08	3008,08	3008,08	3008,08	3008,08
	Suhu gas keluar	°C	222,1	222,1	222,1	222,1	222,1
	Suhu evaporasi	°C	207,12	207,12	207,12	207,12	207,12
	tekanan air masuk	Bar	18	18	18	18	18
	Massa air	kg/s	6,55	6,55	6,55	6,55	6,55
	Heat duty	kW	12520,06	12520,06	12520,06	12520,06	12520,06
Superheater	Suhu uap masuk	°C	207,12	207,12	207,12	207,12	207,12
	Suhu uap keluar	°C	305	305	305	305	305
	Suhu gas masuk	°C	310	310	310	310	310
	Massa uap	kg/s	6,55	6,55	6,55	6,55	6,55
	Massa gas masuk	kg/s	154	154	154	154	154
	Heat duty	kW	1606,85	1606,85	1606,85	1606,85	1606,85
Turbin HP	Suhu uap masuk	°C	305	305	305	305	305
	Suhu uap keluar	°C	99,61	109,29	116,91	123,25	129,58
	Tekanan uap masuk	Bar	18	18	18	18	18
	Tekanan uap keluar	Bar	1	1,4	1,8	2,2	2,6
	Massa uap	kg/s	6,55	6,55	6,55	6,55	6,55
	Daya turbin	kW	2924,38	2645,65	2430,14	2253,35	2101,88
	Efisiensi		0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
	Kondisi uap keluar		0,9643	0,9762	0,9875	0,9937	SPH
Turbin LP	Suhu uap masuk	°C	99,61	109,29	116,91	123,35	129,16
	Suhu uap keluar	°C	96,69	96,69	96,69	96,69	96,69
	Tekanan uap masuk	Bar	1	1,4	1,8	2,2	2,6
	Tekanan uap keluar	Bar	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9

	Massa uap	kg/s	12,814	12,781	12,756	12,738	12,724
	Daya turbin	kW	178,52	752,57	1185,3	1533,5 9	1825,5 6
	Efisiensi		0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
Kondens or	Tekanan kondensor	Bar	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
	Suhu uap masuk	°C	96,69	96,69	96,69	96,69	96,69
	Massa uap masuk	kg/s	12,814	12,781	12,756	12,738	12,724
	Kualitas uap masuk		0,9776	0,9706	0,9654	0,9614	0,9581
	Suhu air keluar	°C	35	35	35	35	35
	Suhu pendingin masuk	°C	28	28	28	28	28
	Suhu pendingin keluar	°C	78,52	78,07	77,73	77,48	77,27
	Massa air pendingin	kg/s	150	150	150	150	150
	Heat duty	kW	31692,44	31408,43	31198,54	31038,5	30908,06
Waterhe ater	Suhu gas masuk	°C	163	163	163	163	163
	Suhu gas keluar	°C	120	120	120	120	120
	Massa gas masuk	kg/s	90,845	90,845	90,845	90,845	90,845
	Suhu air masuk	°C	81,76	90,76	98,38	105,15	111,38
	Suhu air keluar	°C	148	148	148	148	148
	Massa air	kg/s	15,786	18,24	21,009	24,297	28,395
	tekanan air masuk	Bar	18	18	18	18	18
	Heat duty	kW	4431,37	4431,37	4431,37	4431,37	4431,37
Flasher tank	Kualitas uap		0,1604 4	0,1424	0,1274 1	0,1141 5	0,1018 7
	Massa uap jenuh	kg/s	6,264	6,231	6,206	6,188	6,174
	Massa cair jenuh	kg/s	32,779	37,526	42,501	48,019	54,435
	Tekanan flash tank	Bar	1	1,4	1,8	2,2	2,6
	Suhu flash tank	°C	99,62	109,3	116,9	123,3	128,7
Pompa LP	Suhu air masuk	°C	35	35	35	35	35
	Suhu air keluar	°C	35	35,01	35,01	35,01	35,02
	tekanan air masuk	Bar	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9

	Tekanan air keluar	Bar	1	1,4	1,8	2,2	2,6
	Massa air	kg/s	12,814	12,781	12,756	12,738	12,724
	Efisiensi		0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
	Daya pompa	kW	0,29	1,43	2,28	2,99	3,86
Pompa HP	Suhu air masuk	°C	81,53	90,52	98,13	104,91	111,13
	Suhu air keluar	°C	81,76	90,76	98,38	105,15	111,38
	tekanan air masuk	Bar	1	1,4	1,8	2,2	2,6
	Tekanan air keluar	Bar	18	18	18	18	18
	Massa air	kg/s	45,612	50,31	55,257	60,758	67,159
	Efisiensi		0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
	Daya pompa	kW	114,45	123,99	133,6	143,98	155,84

Heat and Mass Balance Sistem 2 pada Tekanan Pompa HP 6 Bar							
Komponen	Properties	Satuan	Variasi Tekanan Flash Tank				
			1	1,4	1,8	2,2	2,6
Ekonอมizer	tekanan air masuk	Bar	6	6	6	6	6
	Suhu air masuk	°C	80,09	89,59	97,78	105,15	111,94
	Suhu air keluar	°C	158,8	158,8	158,8	158,8	158,8
	Suhu gas masuk	°C	173,8	173,8	173,8	173,8	173,8
	Suhu gas keluar	°C	120	120	120	120	120
	Massa air masuk	kg/s	41,878	47,555	53,853	61,146	69,902
	Massa gas masuk	kg/s	244,845	244,845	244,845	244,845	244,845
	Heat duty	kW	14013,13	14013,13	14013,13	14013,13	14013,13
Evaporator	Suhu gas masuk	°C	245,48	245,48	245,48	245,48	245,48
	Suhu gas keluar	°C	173,8	173,8	173,8	173,8	173,8
	Suhu evaporasi	°C	158,83	158,83	158,83	158,83	158,83
	tekanan air masuk	Bar	6	6	6	6	6
	Massa air	kg/s	9,058	9,058	9,058	9,058	9,058

	Heat duty	kW	18920,9 8	18920,9 8	18920,9 8	18920,9 8	18920,9 8
Superheater	Suhu uap masuk	°C	158,83	158,83	158,83	158,83	158,83
	Suhu uap keluar	°C	247,14	247,14	247,14	247,14	247,14
	Suhu gas masuk	°C	252,14	252,14	252,14	252,14	252,14
	Massa uap	kg/s	9,058	9,058	9,058	9,058	9,058
	Massa gas masuk	kg/s	154	154	154	154	154
	Heat duty	kW	1770,08	1770,08	1770,08	1770,08	1770,08
Turbin HP	Suhu uap masuk	°C	247,14	247,14	247,14	247,14	247,14
	Suhu uap keluar	°C	99,61	123,48	142,18	157,73	171,25
	Tekanan uap masuk	Bar	6	6	6	6	6
	Tekanan uap keluar	Bar	1	1,4	1,8	2,2	2,6
	Massa uap	kg/s	9,058	9,058	9,058	9,058	9,058
	Daya turbin	kW	2509,99	2101,54	1785,29	1522,67	1293
	Efisiensi		0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
	Kondisi uap keluar		0,9996	SPH	SPH	SPH	SPH
Turbin LP	Suhu uap masuk	°C	99,61	119,36	134,83	147,69	158,84
	Suhu uap keluar	°C	96,69	96,69	96,69	96,69	96,69
	Tekanan uap masuk	Bar	1	1,4	1,8	2,2	2,6
	Tekanan uap keluar	Bar	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
	Massa uap	kg/s	12,735	12,715	12,699	12,686	12,676
	Daya turbin	kW	180,67	767,6	1216,58	1581,97	1891,45
	Efisiensi		0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
	Tekanan kondensor	Bar	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
Kondensor	Suhu uap masuk	°C	96,69	96,69	96,69	96,69	96,69
	Massa uap masuk	kg/s	12,735	12,715	12,699	12,686	12,676
	Kualitas uap masuk		0,9954	0,9911	0,9879	0,9855	0,98175
	Suhu air keluar	°C	35	35	35	35	35

	Suhu pendingin masuk	°C	28	28	28	28	28
	Suhu pendingin keluar	°C	79,03	78,76	78,55	78,39	78,26
	Massa air pendingin	kg/s	150	150	150	150	150
	Heat duty	kW	32012,54	31838,5	31706,68	31604,68	31526,45
Flasher tank	Kualitas uap		0,112035	0,09589	0,08128	0,06965	0,05946
	Massa uap jenuh	kg/s	3,677	3,657	3,641	3,628	3,618
	Massa cair jenuh	kg/s	29,143	34,48	41,154	48,46	57,229
	Tekanan flash tank	Bar	1	1,4	1,8	2,2	2,6
	Suhu flash tank	°C	99,62	109,3	116,9	123,3	128,7
Pompa LP	Suhu air masuk	°C	35	35	35	35	35
	Suhu air keluar	°C	35	35	35,01	35,01	35,01
	tekanan air masuk	Bar	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
	Tekanan air keluar	Bar	1	1,4	1,8	2,2	2,6
	Massa air	kg/s	12,735	12,715	12,699	12,686	12,676
	Efisiensi		0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
Pompa HP	Daya pompa	kW	0,27	1,33	2,17	2,8	3,62
	Suhu air masuk	°C	80,03	89,53	97,73	105,1	111,89
	Suhu air keluar	°C	80,09	89,59	97,78	105,15	111,94
	tekanan air masuk	Bar	1	1,4	1,8	2,2	2,6
	Tekanan air keluar	Bar	6	6	6	6	6
	Massa air	kg/s	41,878	47,535	53,853	61,146	69,902
	Efisiensi		0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
	Daya pompa	kW	31,43	32,99	34,26	35,36	36,32

Heat and Mass Balance Sistem 2 pada Tekanan Pompa HP 10 Bar

	Properties		Variasi Tekanan Flash Tank
--	------------	--	----------------------------

Komponen		Satuan	1	1,4	1,8	2,2	2,6
Economizer	tekanan air masuk	Bar	10	10	10	10	10
	Suhu air masuk	°C	81,71	90,62	98,08	104,61	110,49
	Suhu air keluar	°C	179,88	179,88	179,88	179,88	179,88
	Suhu gas masuk	°C	194,88	194,88	194,88	194,88	194,88
	Suhu gas keluar	°C	120	120	120	120	120
	Massa air masuk	kg/s	46,534	51,091	55,66	60,393	65,424
	Massa gas masuk	kg/s	244,845	244,845	244,845	244,845	244,845
	Heat duty	kW	19534,29	19534,29	19534,29	19534,29	19534,29
Evaporator	Suhu gas masuk	°C	247,96	247,96	247,96	247,96	247,96
	Suhu gas keluar	°C	194,88	194,88	194,88	194,88	194,88
	Suhu evaporasi	°C	179,89	179,89	179,89	179,89	179,89
	tekanan air masuk	Bar	10	10	10	10	10
	Massa air	kg/s	6,965	6,965	6,965	6,965	6,965
	Heat duty	kW	14030,72	14030,72	14030,72	14030,72	14030,72
Superheater	Suhu uap masuk	°C	179,89	179,89	179,89	179,89	179,89
	Suhu uap keluar	°C	247,14	247,14	247,14	247,14	247,14
	Suhu gas masuk	°C	252,14	252,14	252,14	252,14	252,14
	Massa uap	kg/s	6,965	6,965	6,965	6,965	6,965
	Massa gas masuk	kg/s	244,845	244,845	244,845	244,845	244,845
	Heat duty	kW	1112,78	1112,78	1112,78	1112,78	1112,78
Turbin HP	Suhu uap masuk	°C	247,14	247,14	247,14	247,14	247,14
	Suhu uap keluar	°C	99,61	109,29	116,91	123,35	130,32
	Tekanan uap masuk	Bar	10	10	10	10	10
	Tekanan uap keluar	Bar	1	1,4	1,8	2,2	2,6
	Massa uap	kg/s	6,965				
	Daya turbin	kW	2382,4	2082,22	1850,09	1659,63	1497,49

	Efisiensi		0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
	Kondisi uap keluar		0,9643	0,9781	0,9862	0,9943	SPH
Turbin LP	Suhu uap masuk	°C	99,61	109,29	116,91	123,35	129,57
	Suhu uap keluar	°C	96,69	96,69	96,69	96,69	96,69
	Tekanan uap masuk	Bar	1	1,4	1,8	2,2	2,6
	Tekanan uap keluar	Bar	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
	Massa uap	kg/s	13,016	12,982	12,956	12,935	12,919
	Daya turbin	kW	182,19	764,06	1203,76	1557,56	1854,3
	Efisiensi		0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
	Efisiensi		0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
Kondensor	Tekanan kondensor	Bar	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
	Suhu uap masuk	°C	96,69	96,69	96,69	96,69	96,69
	Massa uap masuk	kg/s	13,016	12,982	12,956	12,935	12,919
	Kualitas uap masuk		0,9767	0,9687	0,9653	0,9616	0,9584
	Suhu air keluar	°C	35	35	35	35	35
	Suhu pendingin masuk	°C	28	28	28	28	28
	Suhu pendingin keluar	°C	79,28	78,84	78,51	78,26	78,05
	Massa air pendingin	kg/s	150	150	150	150	150
	Heat duty	kW	32168,24	31889,57	31684,85	31522,79	21392,94
Flasher tank	Kualitas uap		0,15286	0,13629	0,12297	0,111678	0,10179
	Massa uap jenuh	kg/s	6,051	6,016	5,991	5,97	5,954
	Massa cair jenuh	kg/s	33,534	38,124	42,728	47,487	52,538
	Tekanan flash tank	Bar	1	1,4	1,8	2,2	2,6
	Suhu flash tank	°C	99,62	109,3	116,9	123,3	128,7
Pompa LP	Suhu air masuk	°C	35	35	35	35	35
	Suhu air keluar	°C	35	35	35,01	35,01	35,01

	tekanan air masuk	Bar	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
	Tekanan air keluar	Bar	1	1,4	1,8	2,2	2,6
	Massa air	kg/s	13,016	12,982	12,956	12,935	12,919
	Efisiensi		0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
	Daya pompa	kW	0,27	1,36	2,2	2,85	3,68
Pompa HP	Suhu air masuk	°C	81,6	90,52	97,98	104,51	110,39
	Suhu air keluar	°C	81,71	90,62	98,08	104,61	110,49
	tekanan air masuk	Bar	1	1,4	1,8	2,2	2,6
	Tekanan air keluar	Bar	10	10	10	10	10
	Massa air	kg/s	46,534	51,091	55,66	60,393	65,423
	Efisiensi		0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
	Daya pompa	kW	61	64,16	66,82	69,13	71,22

Heat and Mass Balance Sistem 2 pada Tekanan Pompa HP 14 Bar

Komponen	Properties	Satuan	Variasi Tekanan Flash Tank				
			1	1,4	1,8	2,2	2,6
Economizer	tekanan air masuk	Bar	14	14	14	14	14
	Suhu air masuk	°C	82,22	90,89	98,06	104,28	111,73
	Suhu air keluar	°C	195,04	195,04	195,04	195,04	195,04
	Suhu gas masuk	°C	210,04	210,04	210,04	210,04	210,04
	Suhu gas keluar	°C	120	120	120	120	120
	Massa air masuk	kg/s	48,542	52,48	56,269	60,028	63,843
	Massa gas masuk	kg/s	244,845	244,845	244,845	244,845	244,845
	Heat duty	kW	23530,38	23530,38	23530,38	23530,38	23530,38
Evaporator	Suhu gas masuk	°C	249,49	249,49	249,49	249,49	249,49
	Suhu gas keluar	°C	210,04	210,04	210,04	210,04	210,04
	Suhu evaporasi	°C	195,05	195,05	195,05	195,05	195,05
	tekanan air masuk	Bar	14	14	14	14	14

	Massa air	kg/s	5,33	5,33	5,33	5,33	5,33
	Heat duty	kW	10448,17	10448,17	10448,17	10448,17	10448,17
Superheater	Suhu uap masuk	°C	195,05	195,05	195,05	195,05	195,05
	Suhu uap keluar	°C	247,14	247,14	247,14	247,14	247,14
	Suhu gas masuk	°C	252,14	252,14	252,14	252,14	252,14
	Massa uap	kg/s	5,33	5,33	5,33	5,33	5,33
	Massa gas masuk	kg/s	244,842	244,842	244,842	244,842	244,842
	Heat duty	kW	705,33	705,33	705,33	705,33	705,33
Turbin HP	Suhu uap masuk	°C	247,14	247,14	247,14	247,14	247,14
	Suhu uap keluar	°C	99,61	109,29	116,91	123,15	128,71
	Tekanan uap masuk	Bar	14	14	14	14	14
	Tekanan uap keluar	Bar	1	1,4	1,8	2,2	2,6
	Massa uap	kg/s	5,33	5,33	5,33	5,33	5,33
	Daya turbin	kW	2040,05	1817,7	1645,86	1504,94	1385,01
	Efisiensi		0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
	Kondisi uap keluar		0,9393	0,9506	0,9596	0,9671	0,9737
Turbin LP	Suhu uap masuk	°C	99,61	109,29	116,91	123,35	128,71
	Suhu uap keluar	°C	96,69	96,69	96,69	96,69	96,69
	Tekanan uap masuk	Bar	1	1,4	1,8	2,2	2,6
	Tekanan uap keluar	Bar	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
	Massa uap	kg/s	13,229	13,184	13,151	13,124	13,102
	Daya turbin	kW	183,15	770,24	1211,05	1564,37	1859,49
	Efisiensi		0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
Kondensor	Tekanan kondensor	Bar	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
	Suhu uap masuk	°C	96,69	96,69	96,69	96,69	96,69
	Massa uap masuk	kg/s	13,229	13,184	13,151	13,124	13,102
	Kualitas uap masuk		0,9714	0,963	0,9569	0,9521	0,9481

	Suhu air keluar	°C	35	35	35	35	35
	Suhu pendingin masuk	°C	28	28	28	28	28
	Suhu pendingin keluar	°C	79,86	79,29	78,87	78,54	78,045
	Massa air pendingin	kg/s	150	150	150	150	150
	Heat duty	kW	3253,39	32175	31911,47	31701,82	31529,96
Flasher tank	Kualitas uap		0,1827	0,1665	0,1535	0,1424	0,1328
	Massa uap jenuh	kg/s	7,899	7,854	7,821	7,794	7,772
	Massa cair jenuh	kg/s	35,313	39,296	43,118	46,904	50,741
	Tekanan flash tank	Bar	1	1,4	1,8	2,2	2,6
	Suhu flash tank	°C	99,62	109,3	116,9	123,3	128,7
Pompa LP	Suhu air masuk	°C	35	35	35	35	35
	Suhu air keluar	°C	35	35	35,01	35,01	35,01
	tekanan air masuk	Bar	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
	Tekanan air keluar	Bar	1	1,4	1,8	2,2	2,6
	Massa air	kg/s	13,229	13,184	13,151	13,124	13,102
	Efisiensi		0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
	Daya pompa	kW	0,28	1,38	2,23	2,89	3,73
Pompa HP	Suhu air masuk	°C	82,07	90,73	97,9	104,12	109,67
	Suhu air keluar	°C	82,22	90,89	98,06	104,28	109,82
	tekanan air masuk	Bar	1	1,4	1,8	2,2	2,6
	Tekanan air keluar	Bar	14	14	14	14	14
	Massa air	kg/s	48,542	52,48	56,269	60,028	63,843
	Efisiensi		0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
	Daya pompa	kW	89,17	93,53	97,21	100,42	103,3

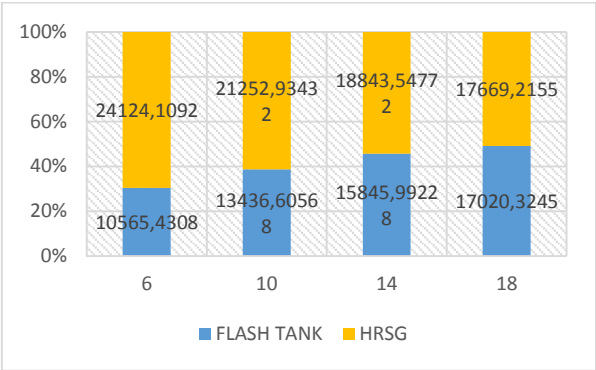
Heat and Mass Balance Sistem 2 pada Tekanan Pompa HP 18 Bar

Komponen	Properties	Satuan	Variasi Tekanan Flash Tank				
			1	1,4	1,8	2,2	2,6
Ekonอมizer	tekanan air masuk	Bar	18	18	18	18	18
	Suhu air masuk	°C	82,44	90,96	97,96	109,4	109,38
	Suhu air keluar	°C	207,1	207,1	207,1	207,1	207,1
	Suhu gas masuk	°C	222,1	222,1	222,1	222,1	222,1
	Suhu gas keluar	°C	120	120	120	120	120
	Massa air masuk	kg/s	49,655	53,188	56,509	63,08	62,915
	Massa gas masuk	kg/s	244,845	244,845	244,845	244,845	244,845
	Heat duty	kW	26712,29	26712,29	26712,29	26712,29	26712,29
Evaporator	Suhu gas masuk	°C	250,53	250,53	250,53	250,53	250,53
	Suhu gas keluar	°C	222,1	222,1	222,1	222,1	222,1
	Suhu evaporasi	°C	207,12	207,12	207,12	207,12	207,12
	tekanan air masuk	Bar	18	18	18	18	18
	Massa air	kg/s	3,943	3,943	3,943	3,943	3,943
	Heat duty	kW	7536,89	7536,89	7536,89	7536,89	7536,89
Superheater	Suhu uap masuk	°C	207,12	207,12	207,12	207,12	207,12
	Suhu uap keluar	°C	247,14	247,14	247,14	247,14	247,14
	Suhu gas masuk	°C	252,14	252,14	252,14	252,14	252,14
	Massa uap	kg/s	3,943	3,943	3,943	3,943	3,943
	Massa gas masuk	kg/s	154	154	154	154	154
	Heat duty	kW	428,21	428,21	428,21	428,21	428,21
Turbin HP	Suhu uap masuk	°C	247,14	247,14	247,14	247,14	247,14
	Suhu uap keluar	°C	99,61	109,29	116,91	123,15	128,71
	Tekanan uap masuk	Bar	18	18	18	18	18
	Tekanan uap keluar	Bar	1	1,4	1,8	2,2	2,6
	Massa uap	kg/s	3,943	3,943	3,943	3,943	3,943

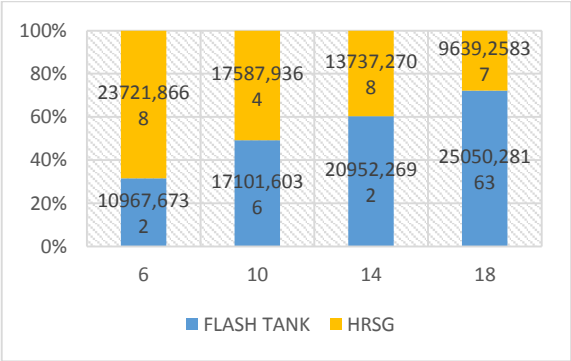
	Daya turbin	kW	1622,34	1462,17	1338,43	1236,99	1150,7
	Efisiensi		0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
	Kondisi uap keluar		0,9193	0,9298	0,9382	0,9452	0,9514
Turbin LP	Suhu uap masuk	°C	99,61	109,29	116,91	123,15	128,71
	Suhu uap keluar	°C	96,69	96,69	96,69	96,69	96,69
	Tekanan uap masuk	Bar	1	1,4	1,8	2,2	2,6
	Tekanan uap keluar	Bar	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
	Massa uap	kg/s	13,401	13,347	13,306	13,276	13,25
	Daya turbin	kW	185,63	779,14	1223,12	1581,75	18753,53
	Efisiensi		0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
Kondensor	Tekanan kondensor	Bar	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
	Suhu uap masuk	°C	96,69	96,69	96,69	96,69	96,69
	Massa uap masuk	kg/s	13,401	13,347	13,306	13,276	13,25
	Kualitas uap masuk		0,9721	0,9623	0,9551	0,9517	0,9447
	Suhu air keluar	°C	35	35	35	35	35
	Suhu pendingin masuk	°C	28	28	28	28	28
	Suhu pendingin keluar	°C	80,57	79,773	79,39	79,1	78,67
	Massa air pendingin	kg/s	150	150	150	150	150
	Heat duty	kW	32978,28	32549,87	32237,44	32056,13	31783,76
Flasher tank	Kualitas uap		0,206904	0,1909635	0,178157	0,167309	0,157821
	Massa uap jenuh	kg/s	9,458	9,404	9,365	9,333	9,307
	Massa cair jenuh	kg/s	36,254	39,841	43,201	46,45	49,665
	Tekanan flash tank	Bar	1	1,4	1,8	2,2	2,6
	Suhu flash tank	°C	99,62	109,3	116,9	123,3	128,7
Pompa LP	Suhu air masuk	°C	35	35	35	35	35

	Suhu air keluar	°C	35	35	35,01	35,01	35,01
	tekanan air masuk	Bar	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
	Tekanan air keluar	Bar	1	1,4	1,8	2,2	2,6
	Massa air	kg/s	13,401	13,347	13,306	13,276	13,25
	Efisiensi		0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
	Daya pompa	kW	0,28	1,4	2,25	2,92	3,77
Pompa HP	Suhu air masuk	°C	82,24	90,75	97,75	109,18	109,7
	Suhu air keluar	°C	82,44	90,96	97,96	109,4	109,38
	tekanan air masuk	Bar	1	1,4	1,8	2,2	2,6
	Tekanan air keluar	Bar	18	18	18	18	18
	Massa air	kg/s	49,635	53,188	56,509	59,729	62,915
	Efisiensi		0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
	Daya pompa	kW	116,85	122,91	128,07	148,62	136,71

LAMPIRAN B



Grafik Distribusi Panas Pada rancangan 1



Grafik Distribusi Panas Pada rancangan 2

BAB V

KESIMPULAN & SARAN

5.1 Kesimpulan

Setelah melakukan perancangan dan simulasi terhadap sistem *Waste Heat Recovery Power Generation* Pabrik Tuban 1 P.T Semen Gresik selanjutnya dilakukan variasi tekanan pompa HP 6, 10, 14, 18 bar dan tekanan *flash tank* 1, 1,4, 1,8, 2,2, 2,6 bar. Pembahasan dilakukan pada produksi uap meliputi massa uap primer, kualitas uap *flash tank* dan massa uap total, sedangkan untuk performa sistem meliputi daya trubin, daya pompa dan daya netto.

1. Pada tekanan pompa HP konstan, kualitas uap *flash tank* semakin naik apabila tekanan *flash tank* menurun. Sedangkan apabila tekanan *flash tank* konstan maka semakin tinggi tekanan pompa HP semakin tinggi kualitas uap *flash tank*. Kualitas uap tertinggi dihasilkan pada variasi tekanan pompa HP 18 bar dan tekanan flashtank 1 bar yaitu sebesar 16% untuk sistem 1 dan 20,69% untuk sistem 2. Sedangkan kualitas uap terendah berada pada variasi tekanan pompa HP 6 bar dan tekanan *flash tank* 2,6 bar yaitu sebesar 4,9% untuk sistem 1 dan 5,9% untuk sistem 2.
2. Pada tekanan *flash tank* konstan, semakin besar tekanan pompa HP semakin sedikit massa uap primer dan semakin besar massa uap sekunder. Tetapi secara keseluruhan kenaikan tekanan pompa HP akan memperbesar massa uap total yang dihasilkan. Produksi massa uap total tertinggi dihasilkan pada variasi tekanan pompa HP 18 bar dan tekanan *flash tank* 1 bar yaitu sebesar 12,813 kg/s untuk sistem 1 dan 13,401 kg/s untuk sistem 2. Sedangkan untuk produksi massa uap total terendah dihasilkan pada tekanan pompa HP 6 bar dan tekanan *flash tank* 2.6 yaitu sebesar

12,255 kg/s untuk sistem 1 dan 12,676 kg/s untuk sistem 2.

3. Pada tekanan pompa HP yang dijaga konstan, semakin besar tekanan *flash tank* maka semakin besar daya turbin yang lebih besar. Pada tekanan *flash tank* yang dijaga konstan ,jika tekanan pompa HP naik, daya turbin akan naik ke titik optimal. Lalu apabila tekanan pompa HP terus dinaikkan maka daya netto akan menurun.
4. Semakin besar tekanan pompa HP dan *flash tank*, semakin besar daya pompa total. Daya pompa tertinggi diperoleh pada variasi tekanan pompa HP 18 bar dan *flash tank* 2,6 bar yaitu sebesar 159,7 kW untuk sistem 1 dan 140,48 kW untuk sistem 2. Sedangkan daya turbin terendah diperoleh pada variasi tekanan pompa 6 bar dan *flash tank* 1 bar yaitu sebesar 32,88 kW untuk sistem 1 dan 31,69 kW untuk sistem 2.
5. Pada sistem 1 daya netto tertinggi diperoleh pada variasi tekanan pompa HP 14 bar dan *flash tank* 2.6 bar yaitu sebesar 3749,39 kW. Sedangkan pada sistem 2 daya netto tertinggi diperoleh pada variasi tekanan pompa HP 10 bar dan *flash tank* 2.6 bar yaitu sebesar 3243,33 kW
6. HRSG rancangan 1 selalu mampu menyerap panas lebih besar daripada HRSG pada rancangan 2, pada variasi tekanan pompa HP yang sama. Sehingga daya netto rancangan 1 selalu lebih besar daripada rancangan 2.

5.2 Saran

Beberapa saran yang bisa diberikan setelah pelaksanaan tugas akhir antara lain sebagai berikut:

1. Perlu adanya spesifikasi lebih detail mengenai komponen WHRPG seperti, turbin uap, kondensor ataupun pompa untuk dijadikan referensi yang akurat dalam melakukan

simulasi. Spesifikasi tersebut seharusnya berasal dari pabrik semen lain yang sudah menerapkan WHRPG.

2. Perlu adanya penelitian lebih lanjut untuk membandingkan performa pembangkit dengan variasi laju produksi semen, untuk mengetahui seberapa besar daya maksimum dan minimum yang diperoleh dari setiap perubahan laju produksi.
3. Untuk penelitian selanjutnya sebaiknya diperhitungkan *heat loss* pada pipa, karena dua sumber panas terpisah jarak yang cukup jauh. Apabila menyatukan sumber panas maka *heat loss* yang terjadi akan lebih tinggi daripada panas yang terpisah.
4. Untuk keluaran *raw mill* sebaiknya ditinjau ulang karena hasil penelitian menunjukkan pemakaian keluaran *raw mill* memiliki penambahan daya yang sangat sedikit. Apabila dicampurkan dengan keluaran *excess air*, daya netto yang diperoleh akan berkurang dibandingkan dengan tanpa keluaran *raw mill*. Opsi lain untuk kebutuhan daya yang lebih tinggi dapat dicapai cukup dengan menggunakan keluaran *excess air* saja tetapi keluaran *stack* diturunkan hingga dibawah 120°C.

Halaman ini sengaja dikosongkan.

DAFTAR PUSTAKA

1. Kiameh, Phillip. 2002. *“Power Generation Handbook : Selection, Application, Operation and Maintenance*. New York : McGraw-Hill Professional
2. Moran MJ, Howard N. Saphiro, Daisie D. Boettner, & Margaret B. Bailey. 2006. *“Fundamentals of Engineering Thermodynamics”*. Chichester : John Wiley & Sons Inc.
3. Nugroho Agung Pambudi et. al. 2015 *“Performance improvement of a single-flash geothermal power plant in Dieng, Indonesia, upon conversion to a double-flash system using thermodynamic analysis”*. Elsevier
4. Priyadarshini, S. Nivethidha & D . B. Sivakumar. 2014. *“Waste Heat Recovery in Cement Plant”*. Paper published in *International Journal of Scientific Engineering and Technology* (ISSN: 2278-0181) Vol. 3 Issue 5
5. Pudjanarsa, A & Nursuhud D. 2013. *Mesin Konversi Energi*. Yogyakarta. CV Andi Offset
6. Woudstra, N., Th. Woudstra, & T.P. van der Stelt. 2002. *Manual Book of Cycle-Tempo*. Delft: TU Delft

Halaman ini sengaja dikosongkan.

BIODATA PENULIS



Penulis Rasma Purwo Yuninto lahir di Surakarta, 1 Juni 1994, merupakan anak pertama dari tiga bersaudara dari pasangan Purwono dan Sri Wahyuni. Penulis menyelesaikan pendidikan dasar di Madrasah Ibtidaiyah Muhammadiyah Karanganyar(2006), sekolah menengah pertama di SMPN 1 Karanganyar(2009), dan sekolah menengah atas di SMAN 1 Karanganyar(2012). Melalui jalur SNMPTN undangan penulis melanjutkan pendidikan tinggi di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya jurusan Teknik Mesin dan lulus pada tahun 2016.

Selama kuliah di jurusan teknik mesin penulis aktif dalam organisasi Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin, yang bergerak dalam minat bakat di bidang otomotif. Penulis menjadi staff divisi Organisasi tahun 2013/2014, Kabirot Tools tahun 2014/2015 dan staff ahli divisi Organisasi pada tahun 2015/2016. Penulis pernah menjadi pemateri pada Kursus Dasar-Dasar Otomotif tahun 2015 dan 2016. Selain itu penulis pernah menjadi Koordinator tim soal sekaligus juri pada lomba SMK otomotif tingkat nasional *Mechanic's Skill Competition* 2016. Untuk di bidang akademik penulis pernah menjadi asisten dosen mata kuliah perpindahan panas.

Jika membutuhkan informasi lebih lanjut, pertanyaan maupun saran yang ingin disampaikan kepada penulis dapat melalui email rasma.yuninto12@mhs.me.its.ac.id atau melalui telepon 085728825085.